

日本国特許
JAPAN PATENT OFFICE

10/522551 #2
PCT/JP03/06093
Rec'd PCT/PTO 27 JAN 2005
16.05.03

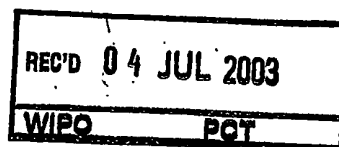
別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されて
いる事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed
with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年 8月 7日



出願番号

Application Number:

特願2002-230299

[ST.10/C]:

[JP2002-230299]

出願人

Applicant(s):

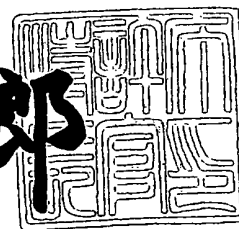
トヨタ自動車株式会社

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

2003年 6月20日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3048338

【書類名】 特許願

【整理番号】 PA02-114

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 B60G 17/015
B60G 21/06

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

 【氏名】 小林 敏行

【特許出願人】

 【識別番号】 000003207

 【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100088971

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 大庭 咲夫

【選任した代理人】

 【識別番号】 100115185

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 加藤 慎治

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 008268

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

 【物件名】 図面 1

 【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 車両用接地荷重制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段と、これら各荷重分担手段が分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段と、車両状態を検知する車両状態検知手段と、この車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動を制御する制御手段を備えてなる車両用接地荷重制御装置において、前記荷重変更手段として、何れか一方の組の対角輪の各接地荷重と他方の組の対角輪の各接地荷重とを互いに反対の増減方向で変更し、かつ、各対角輪内での各接地荷重を同じ増減方向で変更する作動が可能な荷重変更手段を採用したことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段が、前後左右の各車輪に対応してそれぞれ装着されてポートを有する前後左右の懸架用油圧シリンダを備え、これら各懸架用油圧シリンダが分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段が、前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する接地荷重制御用油圧シリンダと、この接地荷重制御用油圧シリンダに動作力を付与するアクチュエータを備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 3】 請求項 2 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記各懸架用油圧シリンダと前記接地荷重制御用油圧シリンダを含む油圧回路に、車体のピッチングを制御するピッチ制御用油圧シリンダと、車体のローリングを制御するロール制御用油圧シリンダと、車体のバウンスを制御するヒープ制御用油圧シリンダを設けたことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 4】 請求項 2 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記各懸架用油圧シリンダに対応してアキュムレータと減衰弁を配設したことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 5】 請求項 2 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記接

地荷重制御用油圧シリンダと前記アクチュエータとの間に、減衰手段と弾性手段を介装したことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 6】 請求項 2 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記接地荷重制御用油圧シリンダの自由な作動を許容することが可能な解除手段を設けたことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 7】 請求項 2 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記接地荷重制御用油圧シリンダの作動を不能とすることが可能な固定手段を設けたことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 8】 請求項 1 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記車両状態検知手段は前後左右の各車輪のタイヤ空気圧を検出するタイヤ空気圧検出手段を備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 9】 請求項 1 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記制御手段は、前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動量を決定する作動量決定手段を備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 10】 請求項 1 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記制御手段は、前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動速度を決定する作動速度決定手段を備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 11】 請求項 10 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記車両状態検知手段は車速を検出する車速検出手段を備えていて、この車速検出手段にて検出される車速の増大に応じて前記作動速度決定手段にて決定される作動速度が減少されることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 12】 請求項 10 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記車両状態検知手段はステアリングギヤ比可変機構のギヤ比を取得するギヤ比取得手段を備えていて、このギヤ比取得手段にて取得されるギヤ比の増大に応じて前記作動速度決定手段にて決定される作動速度が減少されることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項 13】 請求項 1 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記

制御手段は、所定の車速より大きいときに前記荷重変更手段の作動制御を許可する許可手段を備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項14】 請求項2に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記制御手段は、直進走行時に前記アクチュエータの作動状態を検出するセンサを初期化する初期化手段を備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項15】 請求項1に記載の車両用接地荷重制御装置において、前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段が、前後左右の各車輪に対応してそれぞれ装着されて単一のポートを有する前後左右の懸架用油圧シリンダを備え、これら各懸架用油圧シリンダが分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段が、左右前輪に対応して装着した前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する一方の接地荷重制御用油圧シリンダと、左右後輪に対応して装着した前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する他方の接地荷重制御用油圧シリンダと、これらの接地荷重制御用油圧シリンダの各ピストンロッドに作用する軸力の比率をこれら両ピストンロッドに連結されるアームの支点位置を変更することにより変更可能な軸力比率可変機構と、前記アームの支点位置を前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて変更可能なアクチュエータを備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項16】 請求項1に記載の車両用接地荷重制御装置において、制動時に左右輪が接地している路面の摩擦係数をそれぞれ推定する路面 μ 推定手段を設けるとともに、この路面 μ 推定手段にて得られた各路面の摩擦係数に基づいて前記荷重変更手段の作動を制御し高 μ 路側前輪と低 μ 路側後輪の接地荷重を増加させ低 μ 路側前輪と高 μ 路側後輪の接地荷重を減少させる補正手段を設けたことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【請求項17】 請求項1に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記車両状態検知手段は車速を検出する車速検出手段と操舵角を検出するステアリング角度センサとヨーレイトを検出するヨーレイトセンサを備え、前記制御手段は、前記車速検出手段が検出する車速と前記ステアリング角度センサが検出する操舵角から目標ヨーレイトを推定するヨーレイト推定手段と、このヨーレイト推定

手段が推定する目標ヨーレイトと前記ヨーレイトセンサが検出する実ヨーレイトとを比較するヨーレイト比較手段と、前記目標ヨーレイトと前記実ヨーレイトとの偏差に基づいて前記荷重変更手段の作動補正量を決定する作動補正量決定手段とを備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、四輪自動車等の車両に採用される車両用接地荷重制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

この種の接地荷重制御装置は、例えば、特開平11-91329号公報に示されている。同公報に示されている接地荷重制御装置においては、各車輪に対応して設けられているアクティブシリンダを使ってばね上質量を上下したときの反力を接地面に作用させることにより、接地荷重制御を行っている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

上記した公報に示されている接地荷重制御装置においては、各車輪に対応して設けられている各アクティブシリンダを個別に制御することにより、各車輪の接地荷重を変更するようにしている。このため、各車輪の接地荷重を変更する際には、車体の姿勢変化を伴うおそれがあるばかりか、上下方向の振動が発生するおそれがある。

【0004】

【発明を概要】

上記した問題に対処すべく、本発明では、前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段と、これら各荷重分担手段が分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段と、車両状態を検知する車両状態検知手段と、この車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動を制御する制御手段を備えてなる車両用接地荷重制御装置において、

前記荷重変更手段として、何れか一方の組の対角輪の各接地荷重と他方の組の対角輪の各接地荷重とを互いに反対の増減方向で変更し、かつ、各対角輪内での各接地荷重を同じ増減方向で変更する作動が可能な荷重変更手段を採用したこと（請求項 1 に係る発明）に特徴がある。

【 0 0 0 5 】

この発明によれば、車両状態に応じて荷重変更手段の作動を制御手段により制御することができて、例えば、旋回時に、一方の組の対角輪の各接地荷重を増加変更するとともに他方の組の対角輪の各接地荷重を減少変更し、かつ、各対角輪内での各接地荷重を同じ増減方向で変更することが可能である。このため、例えば、左旋回時に、右前車輪と左後車輪の各接地荷重を共に減少させるとともに、左前車輪と右後車輪の各接地荷重を共に増加させることで、荷重移動をリヤ側にて負担すること（換言すれば、リヤロール剛性配分を大とすること）ができて、車両の姿勢変化を抑えながらステアリング特性をオーバーステア傾向とすること、或いは、このときに、左前車輪と右後車輪の各接地荷重を共に減少させるとともに、右前車輪と左後車輪の各接地荷重を共に増加させることで、荷重移動をフロント側にて負担すること（換言すれば、フロントロール剛性配分を大とすること）ができて、車体の姿勢変化を抑えながらステアリング特性をアンダーステア傾向とすることが可能である。

【 0 0 0 6 】

また、本発明の実施に際して、前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段が、前後左右の各車輪に対応してそれぞれ装着されてポートを有する前後左右の懸架用油圧シリンダを備え、これら各懸架用油圧シリンダが分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段が、前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する接地荷重制御用油圧シリンダと、この接地荷重制御用油圧シリンダに動作力を付与するアクチュエータを備えていること（請求項 2 に係る発明）も可能である。この場合には、車両状態に応じてアクチュエータの作動を制御手段により制御することによって、各車輪の接地荷重を的確に変化させることが可能である。

【 0 0 0 7 】

この場合において、前記各懸架用油圧シリンダと前記接地荷重制御用油圧シリンダを含む油圧回路に、車体のピッチングを制御するピッチ制御用油圧シリンダと、車体のローリングを制御するロール制御用油圧シリンダと、車体のバウンシングを制御するヒープ制御用油圧シリンダを設けること（請求項 3 に係る発明）も可能である。この場合には、各車輪の接地荷重を制御することが可能であるとともに、車体のバウンシング、ピッチング、ローリング等の挙動を制御することが可能である。

【 0 0 0 8 】

また、前記各懸架用油圧シリンダに対応してアキュムレータと減衰弁を配設すること（請求項 4 に係る発明）も可能である。この場合には、各車輪の接地荷重を制御することが可能であるとともに、路面からの振動を吸収する機能を簡単な構成にて付加することが可能である。

【 0 0 0 9 】

また、前記接地荷重制御用油圧シリンダと前記アクチュエータとの間に、減衰手段と弾性手段を介装すること（請求項 5 に係る発明）も可能である。この場合には、接地荷重制御用油圧シリンダの作動を減衰手段と弾性手段により常に許容して制御するため、路面からの振動入力を減衰手段と弾性手段にて吸収して、乗り心地を向上させることが可能である。

【 0 0 1 0 】

また、前記接地荷重制御用油圧シリンダの自由な作動を許容することが可能な解除手段を設けること（請求項 6 に係る発明）も可能である。この場合には、各車輪の接地荷重を制御する必要がないときに、解除手段にて接地荷重制御用油圧シリンダの自由な作動を許容することで、路面からの振動入力の伝達を遮断して、乗り心地を向上させることが可能である。

【 0 0 1 1 】

また、前記接地荷重制御用油圧シリンダの作動を不能とすることが可能な固定手段を設けること（請求項 7 に係る発明）も可能である。この場合には、アクチュエータの失陥時に、固定手段にて接地荷重制御用油圧シリンダの作動を不能とすることが可能であり、不測の挙動を防止することが可能である。また、路面か

らの振動入力が過大であるときに接地荷重制御用油圧シリンダの作動を不能とすることを前提として、アクチュエータの要求出力を減少させて、アクチュエータの体格とアクチュエータでの消費エネルギーを低減することが可能である。

【0012】

また、本発明の実施に際して、前記車両状態検知手段が前後左右の各車輪のタイヤ空気圧を検出するタイヤ空気圧検出手段を備えていること（請求項8に係る発明）も可能である。この場合には、タイヤ空気圧の低い車輪の接地荷重を低くして、タイヤのダメージを低減することが可能である。

【0013】

また、本発明の実施に際して、前記制御手段は、前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動量を決定する作動量決定手段を備えていること（請求項9に係る発明）も可能である。この場合には、各車輪の接地荷重を適量にて制御することが可能であり、例えば、高速時にはアンダーステア傾向として安全性を高め、低速時にはオーバーステア傾向として操縦性を高めることが可能である。

【0014】

また、本発明の実施に際して、前記制御手段は、前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動速度を決定する作動速度決定手段を備えていること（請求項10に係る発明）も可能である。この場合には、各車輪の接地荷重をタイミングよく変更制御することが可能であり、例えば、オーバーステア傾向に変化させる場合は、荷重変更手段の作動速度を遅くして（接地荷重を遅く変更して）挙動の乱れを抑制することが可能であり、また、アンダーステア傾向に変化させる場合は、荷重変更手段の作動速度を早くして（接地荷重を早く変更して）安定性を向上させることが可能である。

【0015】

この場合において、前記車両状態検知手段が備える車速検出手段にて検出される車速の増大に応じて前記作動速度決定手段にて決定される作動速度が減少されるようにすること（請求項11に係る発明）も可能である。この場合には、高速ほど接地荷重をゆっくりと変化させることができ、挙動の乱れを小さくするこ

とが可能である。

【0016】

また、この場合において、前記車両状態検知手段がステアリングギヤ比可変機構（VGRS）のギヤ比を取得するギヤ比取得手段を備えていて、このギヤ比取得手段にて取得されるギヤ比の増大に応じて前記作動速度決定手段にて決定される作動速度が減少されるようにすること（請求項12に係る発明）も可能である。この場合には、VGRSのギヤ比が小さいときはオーバーステア傾向として、ステアリングの効きを良くすることが可能であり、また、VGRSのギヤ比が大きいときはアンダーステア傾向として、ステアリングの効きを低下させ、VGRSによる車両の安定性をさらに高めることが可能である。

【0017】

また、本発明の実施に際して、前記制御手段は、所定の車速より大きいときに前記荷重変更手段の作動制御を許可する許可手段を備えていること（請求項13に係る発明）も可能である。この場合には、所定の車速（例えば、6 Km/h程度で、接地荷重の変更による効果が有効に得られる車速）より大きいときにおいてのみ荷重変更手段の作動制御が許可されるため、所定の車速以下のときにおいて荷重変更手段が作動することがなくて、無用な作動を無くしてエネルギー消費を抑えることが可能であるとともに、当該装置の耐久性向上を図ることが可能である。

【0018】

また、本発明の実施に際して、前記制御手段は、直進走行時に前記アクチュエータの作動状態を検出するセンサを初期化する初期化手段を備えていること（請求項14に係る発明）も可能である。この場合には、アクチュエータの作動状態を検出するセンサの中立のずれを防止することが可能である。

【0019】

また、本発明の実施に際して、前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段が、前後左右の各車輪に対応してそれぞれ装着されて単一のポートを有する前後左右の懸架用油圧シリンダを備え、これら各懸架用油圧シリンダが分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段

が、左右前輪に対応して装着した前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する一方の接地荷重制御用油圧シリンダと、左右後輪に対応して装着した前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する他方の接地荷重制御用油圧シリンダと、これらの接地荷重制御用油圧シリンダの各ピストンロッドに作用する軸力の比率をこれら両ピストンロッドに連結されるアームの支点位置を変更することにより変更可能な軸力比率可変機構と、前記アームの支点位置を前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて変更可能なアクチュエータを備えていること（請求項 15 に係る発明）も可能である。

【0020】

この場合には、アクチュエータによりアームの支点位置を変更することで、両接地荷重制御用油圧シリンダの各ピストンロッドに作用する軸力の比率を変化させることが可能である。このため、ロール剛性・ロール減衰の前後輪分担比を的確に変化させることが可能である。また、力の制御ではなくて変位の制御であるため、制御しやすい、ロール剛性の前後輪分担比を保持するときには、アクチュエータを維持・保持するだけでよいので、エネルギーを消費しない、各接地荷重制御用油圧シリンダは制御中でも自由に変位可能であるため、路面振動の車体への入力量が少なくて、乗り心地がよい等の効果も期待することが可能である。

【0021】

また、本発明の実施に際して、制動時に左右輪が接地している各路面の摩擦係数をそれぞれ推定する路面 μ 推定手段を設けるとともに、これらの路面 μ 推定手段にて得られた各路面の摩擦係数に基づいて前記荷重変更手段の作動を制御し高 μ 路側前輪と低 μ 路側後輪の接地荷重を増加させ低 μ 路側前輪と高 μ 路側後輪の接地荷重を減少させる補正手段を設けること（請求項 16 に係る発明）も可能である。この場合には、左右の前輪では独立制御され左右の後輪では一括制御されるABS制御において、低 μ 路側前輪以外の3輪での制動力を増加させて、制動距離を短縮することが可能である。

【0022】

また、本発明の実施に際して、前記車両状態検知手段は車速を検出する車速検出手段と操舵角を検出するステアリング角度センサとヨーレイトを検出するヨー

レイトセンサを備え、前記制御手段は、前記車速検出手段が検出する車速と前記ステアリング角度センサが検出する操舵角から目標ヨーレイトを推定するヨーレイト推定手段と、このヨーレイト推定手段が推定する目標ヨーレイトと前記ヨーレイトセンサが検出する実ヨーレイトとを比較するヨーレイト比較手段と、前記目標ヨーレイトと前記実ヨーレイトとの偏差に基づいて前記荷重変更手段の作動補正量を決定する作動補正量決定手段とを備えていること（請求項17に係る発明）も可能である。この場合には、ステアリング特性を的確に（具体的には、実ヨーレイトが不足しているときには、オーバーステア傾向となり、実ヨーレイトが過大なときには、アンダーステア傾向となるように）補正することが可能である。

【0023】

【発明の実施の形態】

以下に、本発明の各実施形態を図面に基づいて説明する。図1は本発明による車両用接地荷重制御装置を含む車両用サスペンション装置の第1実施形態を概略的に示していて、このサスペンション装置では、図1および図2にて示したように、各懸架用油圧シリンダ11、12、13、14が各配管P1、P2、P3、P4を介してバウンシング抑制器20、ローリング抑制器30、ピッチング抑制器40および接地荷重変更装置50にそれぞれ接続されている。

【0024】

各懸架用油圧シリンダ11、12、13、14は、前後左右の各車輪（図14のFL、FR、RL、RR参照）に対応してそれぞれ装着されるものであり、単一のポート11a、12a、13a、14aを有していて、前後左右の各車輪FL、FR、RL、RRの接地荷重をそれぞれ分担するようになっている。また、各懸架用油圧シリンダ11、12、13、14には、図1に示したように、その内部圧力を検出する各油圧センサPS1、PS2、PS3、PS4が組付けられていて、各油圧センサPS1、PS2、PS3、PS4は電気制御装置ECUに電氣的に接続されている。

【0025】

バウンシング抑制器20は、車体の挙動の一つであるバウンシングが発生して

いる状態において各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14の作動を抑制する挙動抑制手段であり、各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14のポート11a, 12a, 13a, 14aに配管P1, P2, P3, P4を介してそれぞれ接続されるバウンシング制御シリンダ21, 22, 23, 24を備えていて、各バウンシング制御シリンダ21, 22, 23, 24は、受圧面積を略同一としたピストン21a, 22a, 23a, 24aを備えている。

【0026】

ピストン21a, 22a, 23a, 24aは一体化されていて、その背部には油圧室25が設けられている。この油圧室25は、ばね要素としても機能するアキュムレータ26（ガス式でもスプリング式でも実施可能）の油圧室26aに連通していて、その連通路には、ばね要素の振動を制振する減衰要素として機能する可変絞り27が介装されている。

【0027】

ローリング抑制器30は、車体の挙動の一つであるローリングが発生している状態において各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14の作動を抑制する挙動抑制手段であり、各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14のポート11a, 12a, 13a, 14aに配管P1, P2, P3, P4を介してそれぞれ接続されるローリング制御シリンダ31, 32, 33, 34を備えていて、各ローリング制御シリンダ31, 32, 33, 34は、受圧面積を略同一としたピストン31a, 32a, 33a, 34aを備えている。

【0028】

各ローリング制御シリンダ31, 34は、対角（左前と右後）に位置する両懸架用油圧シリンダ11, 14に接続されていて、その各作動が逆相となる（油圧の増減に伴うピストン31a, 34aの作動方向が逆となる）ように連結されており、左右対ローリング制御シリンダ30Aを構成している。左右対ローリング制御シリンダ30Aでは、両ローリング制御シリンダ31, 34のピストン31a, 34aが一体化されて共用されている。

【0029】

一方、各ローリング制御シリンダ32, 33は、対角（右前と左後）に位置す

る両懸架用油圧シリンダ 12, 13 に接続されていて、その各作動が逆相となるように連結されており、左右対ローリング制御シリンダ 30B を構成している。左右対ローリング制御シリンダ 30B では、両ローリング制御シリンダ 32, 33 のピストン 32a, 33a が一体化されて共用されている。

【0030】

各左右対ローリング制御シリンダ 30A, 30B は、左右同相に（例えば、左側の懸架用油圧シリンダ 11, 13 の油圧が共に高くなったときに両ピストン 31a, 34a と 32a, 33a が共に図の右側に押動されるように）配置されていて、各ピストン 31a, 34a と 32a, 33a が連結ロッド 35 を介して連結されている。

【0031】

連結ロッド 35 は、シリンダ外に延出していて、その延出端部にばね要素として機能するコイルスプリング 36 の一端と、ばね要素の振動を制振する減衰要素として機能するショックアブソーバ 37 の一端に連結されており、コイルスプリング 36 とショックアブソーバ 37 によって作動（軸方向移動）を抑制されるようになっている。なお、この実施形態においては、コイルスプリング 36 とショックアブソーバ 37 の他端が移動不能に固定されている。

【0032】

ピッチング抑制器 40 は、車体の挙動の一つであるピッチングが発生している状態において各懸架用油圧シリンダ 11, 12, 13, 14 の作動を抑制する挙動抑制手段であり、各懸架用油圧シリンダ 11, 12, 13, 14 のポート 11a, 12a, 13a, 14a に配管 P1, P2, P3, P4 を介してそれぞれ接続されるピッチング制御シリンダ 41, 42, 43, 44 を備えていて、各ピッチング制御シリンダ 41, 42, 43, 44 は、受圧面積を略同一としたピストン 41a, 42a, 43a, 44a を備えている。

【0033】

各ピッチング制御シリンダ 41, 44 は、対角（左前と右後）に位置する両懸架用油圧シリンダ 11, 14 に接続されていて、その各作動が逆相となるように連結されており、前後対ピッチング制御シリンダ 40A を構成している。前後対

ピッチング制御シリンダ40Aでは、両ピッチング制御シリンダ41、44のピストン41a、44aが一体化されて共用されている。

【0034】

一方、各ピッチング制御シリンダ42、43は、対角（右前と左後）に位置する両懸架用油圧シリンダ12、13に接続されていて、その各作動が逆相となるように連結されており、前後対ピッチング制御シリンダ40Bを構成している。前後対ピッチング制御シリンダ40Bでは、両ピッチング制御シリンダ42、43のピストン42a、43aが一体化されて共用されている。

【0035】

各前後対ピッチング制御シリンダ40A、40Bは、前後同相に（例えば、前方の懸架用油圧シリンダ11、12の油圧が共に高くなったときに両ピストン41a、44aと42a、43aが共に図の右側に押動されるように）配置されていて、各ピストン41a、44aと42a、43aが連結ロッド45を介して連結されている。

【0036】

連結ロッド45は、シリンダ外に延出していて、その延出端部にてばね要素として機能するコイルスプリング46の一端と、ばね要素の振動を制振する減衰要素として機能するショックアブソーバ47の一端に連結されており、コイルスプリング46とショックアブソーバ47によって作動（軸方向移動）を抑制されるようになっている。なお、この実施形態においては、コイルスプリング46とショックアブソーバ47の他端が移動不能に固定されている。

【0037】

接地荷重変更装置50は、電気制御装置ECUによって作動を制御されて各懸架用油圧シリンダ11、12、13、14が分担する接地荷重を変更するものであり、各懸架用油圧シリンダ11、12、13、14のポート11a、12a、13a、14aに配管P1、P2、P3、P4を介してそれぞれ接続される接地荷重制御シリンダ51、52、53、54を備えていて、各接地荷重制御シリンダ51、52、53、54は、受圧面積を略同一としたピストン51a、52a、53a、54aを備えている。

【 0 0 3 8 】

各接地荷重制御シリンダ 5 2, 5 4 は、右側（右前と右後）に位置する両懸架用油圧シリンダ 1 2, 1 4 に接続されていて、その各作動が逆相となるように連結されており、右側対接地荷重制御シリンダ 5 0 A を構成している。右側対接地荷重制御シリンダ 5 0 A では、両接地荷重制御シリンダ 5 2, 5 4 のピストン 5 2 a, 5 4 a が一体化されて共用されている。

【 0 0 3 9 】

一方、各接地荷重制御シリンダ 5 1, 5 3 は、左側（左前と左後）に位置する両懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 3 に接続されていて、その各作動が逆相となるように連結されており、左側対接地荷重制御シリンダ 5 0 B を構成している。左側対接地荷重制御シリンダ 5 0 B では、両接地荷重制御シリンダ 5 1, 5 3 のピストン 5 1 a, 5 3 a が一体化されて共用されている。

【 0 0 4 0 】

右側対接地荷重制御シリンダ 5 0 A と左側対接地荷重制御シリンダ 5 0 B は、対角同相に（例えば、右前の懸架用油圧シリンダ 1 2 と左後の懸架用油圧シリンダ 1 3 の油圧が共に高くなったときに両ピストン 5 1 a, 5 3 a と 5 2 a, 5 4 a が共に図の右側に押動されるように）配置されていて、各ピストン 5 1 a, 5 3 a と 5 2 a, 5 4 a が連結ロッド 5 5 を介して連結されている。

【 0 0 4 1 】

連結ロッド 5 5 は、シリンダ外に延出していて、その延出端部にてばね要素として機能するコイルスプリング 5 6 の一端と、ばね要素の振動を制振する減衰要素として機能するショックアブソーバ 5 7 の一端に連結されており、コイルスプリング 5 6 とショックアブソーバ 5 7 によって作動（軸方向移動）を抑制されるとともに、コイルスプリング 5 6 とショックアブソーバ 5 7 の他端に連結されたアクチュエータ 5 8 によって作動（軸方向移動）を抑制されるようになっている。

【 0 0 4 2 】

アクチュエータ 5 8 は、コイルスプリング 5 6 とショックアブソーバ 5 7 を介して各接地荷重制御シリンダ 5 1 ～ 5 4 に作動力を付与するものであり、その作

動は、油圧制御装置60によって制御されるようになっている。このアクチュエータ58は、油圧制御装置60によって作動油の給排を制御されるシリンダ58aと、このシリンダ58a内に往復動可能に組付けられたピストン58bと、シリンダ58aを貫通してピストン58bと一体的に移動しコイルスプリング56とショックアブソーバ57の他端に作動力を付与するロッド58cによって構成されていて、シリンダ58a内にピストン58bによって一对の油室R1, R2が形成されている。また、シリンダ58aには、各油室R1, R2の圧力を検出する各油圧センサPS5, PS6が組付けられていて、各油圧センサPS5, PS6は電気制御装置ECUに電氣的に接続されている。

【0043】

油圧制御装置60は、アクチュエータ58の各油室R1, R2に作動油を供給可能な正逆回転可能なポンプ61と、このポンプ61を駆動する正逆回転可能な電動モータ62と、各油室R1, R2とポンプ61間の接続通路に介装されて両者間を連通・遮断する4ポート2位置切換弁63と、ポンプ61の両ポートを接続するバイパス通路に介装されて同バイパス通路を開閉する2ポート2位置開閉弁64を備えている。この油圧制御装置60においては、電動モータ62、4ポート2位置切換弁63、2ポート2位置開閉弁64等の作動が電気制御装置ECUにより駆動回路70を介して制御されるようになっている。

【0044】

電気制御装置ECUは、各油圧センサPS1～PS6と駆動回路70に電氣的に接続されるとともに、モータ電流センサS1、ステアリング角度センサS2、車速センサS3、各輪タイヤ空気圧センサS4、各輪ブレーキ油圧センサS5、各車輪速センサS6、ヨーレイトセンサS7、横加速度センサS8等に電氣的に接続されている。

【0045】

また、電気制御装置ECUは、CPU、ROM、RAM、インターフェース等を有するマイクロコンピュータを備えていて、イグニッションスイッチ（図示省略）がONとされている状態のときに、電気制御装置ECUのCPUが図3～図13のフローチャートに対応した制御プログラムを所定の演算周期（例えば、8

m s e c) 毎に繰り返し実行して、油圧制御装置 60 における電動モータ 62、4 ポート 2 位置切換弁 63、2 ポート 2 位置開閉弁 64 等の作動を制御する。

【0046】

また、この電気制御装置 ECU は、車両の旋回時にアンダーステアとオーバーステアを抑制する公知の VSC 装置（ビークルスタビリティコントロール装置）の VSC 制御中に VSC 制御信号を出力するようになっている。また、この電気制御装置 ECU は、車速に応じてステアリングギヤ比を可変とする公知のステアリングギヤ比可変機構（VGRS）の作動を制御可能に構成されている。

【0047】

上記のように構成したこの第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、イグニッションスイッチが ON とされている状態のとき、各センサからの信号に基づいて電気制御装置 ECU の CPU が油圧制御装置 60 の電動モータ 62、4 ポート 2 位置切換弁 63、2 ポート 2 位置開閉弁 64 の作動を制御して、前後左右の各車輪 FL, FR, RL, RR の接地荷重を制御する。

【0048】

この接地荷重の制御は、電気制御装置 ECU の CPU が図 3 に示したメインルーチンを所定の演算周期（例えば、8 m s e c）毎に繰り返し実行することにより行われ、電気制御装置 ECU の CPU は、図 3 のステップ 101 にて処理を開始し、ステップ 200 にて制御有無判定・初期化処理を実行し、ステップ 300 にてタイヤ空気圧対応制御処理を実行し、ステップ 400 にて VSC 協調制御処理を実行し、ステップ 500 にてまたぎ路制動制御処理を実行し、ステップ 600 にて車速感応・VGRS 協調・制御速度制限処理を実行し、ステップ 700 にてヨーレイト制御処理を実行し、ステップ 800 にてアクチュエータ目標差圧演算処理を実行し、ステップ 900 にてモータ制御処理を実行し、ステップ 102 にて処理を一旦終了する。

【0049】

電気制御装置 ECU の CPU が図 3 のステップ 200 にて制御有無判定・初期化処理を実行するときには、図 4 に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置 ECU の CPU がステップ 201 にて処理を開始し、ステップ 2

02にてフラグFを「0」に設定し、ステップ203にて電動モータ62の電気抵抗値Rを測定し記憶する。この電気抵抗値Rは、電動モータ62に微電流を流すことでモータ電流センサS1の検出信号から測定され、電動モータ62が断線していて通電不能のときには、設定値R₀より大きな値となる。

【0050】

このため、電動モータ62が断線しているとき（失陥時）には、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ204にて「Yes」と判定し、ステップ205にて4ポート2位置切換弁63を閉鎖状態とする閉鎖信号を駆動回路70に出力した後、図1のステップ102に戻って、ステップ102にて処理を一旦終了する。したがって、電動モータ62が断線していて、アクチュエータ58の作動が油圧制御装置60によって制御され得ないときには、アクチュエータ58が4ポート2位置切換弁63によって油圧的にロックされて作動を不能とされる。

【0051】

一方、電動モータ62が断線していないときには、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ204にて「No」と判定し、ステップ206にてステアリング角度センサS2の検出信号からステアリング角度を検出して記憶する。このとき、ステアリング角度が閾値1（例えば、3度程度）より大きいと、ステップ207にて「Yes」と判定し、ステップ208にて車速センサS3の検出信号から車速を検出し記憶する。このとき、車速が閾値2（例えば、6Km/h程度）より大きいと、ステップ209にて「Yes」と判定し、ステップ210、211、212を実行した後、ステップ213を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0052】

また、上記したステップ207の実行時にステアリング角度が閾値1以下である（実質的に直進走行状態である）と、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ207にて「No」と判定し、ステップ214、215を実行した後、図1のステップ102に戻って、ステップ102にて処理を一旦終了する。また、上記したステップ209の実行時に車速が閾値2以下である（接地荷重の変化による効果が有効に得られる車速以下である）と、電気制御装置ECUのCPUが、ス

ステップ209にて「No」と判定し、ステップ214, 215を実行した後、図1のステップ102に戻って、ステップ102にて処理を一旦終了する。

【0053】

ところで、ステップ210では、電気制御装置ECUのCPUが、各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14に設けた各油圧センサPS1, PS2, PS3, PS4の検出信号から各懸架シリンダ油圧をそれぞれ検出して記憶し、ステップ211では、各懸架シリンダ油圧から各車輪の接地荷重値をそれぞれ算出して記憶し、ステップ212では、各車輪の接地荷重値の内の右後輪接地荷重値と左後輪接地荷重値から後両輪接地荷重値を算出して記憶する。なお、ステップ211での各車輪の接地荷重値は、各懸架シリンダ油圧と各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14の受圧面積を積算することにより算出される。また、ステップ212での後両輪接地荷重値は、右後輪接地荷重値と左後輪接地荷重値を加算することにより算出される。

【0054】

また、ステップ214では、電気制御装置ECUのCPUが、2ポート2位置開閉弁64を開放状態とする開放信号を駆動回路70に出力し、ステップ215では、アクチュエータ58のシリンダ58aに設けた両油圧センサPS5, PS6をリセットして初期化する。このため、このときには、ポンプ61の両ポートを接続するバイパス通路が開放されて、アクチュエータ58におけるピストン58bおよびロッド58cの自由な作動が許容される。したがって、このときには、各接地荷重制御シリンダ51～54の自由な作動を許容することで、路面からの振動入力の伝達を遮断して、乗り心地を向上させることが可能である。

【0055】

また、ステップ215の実行にて、両油圧センサPS5, PS6がリセットされて初期化されるため、両油圧センサPS5, PS6の中立のずれを防止することが可能である。また、ステップ208と209の実行にて、車速が閾値2以下のとき（接地荷重の変化による効果が有効に得られないとき）には、図3のステップ300～900が実行されなくて、無用な作動を無くしてエネルギー消費を抑えることが可能であるとともに、当該装置の耐久性向上を図ることが可能であ

る。

【0056】

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ300にてタイヤ空気圧対応制御処理を実行するときには、図5に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUがステップ301にて処理を開始し、ステップ302にて各輪タイヤ空気圧センサS4の検出信号から各車輪のタイヤ空気圧をそれぞれ検出して記憶する。このとき、各車輪のタイヤ空気圧が閾値3（例えば、150kPa程度の正常下限値）以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ303、304、305、306にてそれぞれ「No」と判定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0057】

また、このとき、左後輪のタイヤ空気圧以外の各車輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ303、304、305にてそれぞれ「No」と判定し、ステップ306にて「Yes」と判定し、ステップ308にて左後輪の目標接地荷重値をゼロに設定し、ステップ309にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0058】

また、このとき、左右前輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であり、左右後輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ303、304にてそれぞれ「No」と判定し、ステップ305、310にてそれぞれ「Yes」と判定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0059】

また、このとき、右後輪のタイヤ空気圧以外の各車輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ303、304にてそれぞれ「No」と判定し、ステップ305にて「Yes」と判定し、ステップ310にて「No」と判定し、ステップ311にて左後輪の目標接地荷重値を後両輪接地荷重値（図4のステップ212にて算出した接地荷重値）に設定し、ス

テップ312にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0060】

また、このとき、右前輪と左後輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であり、左前輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であると、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ303にて「No」と判定し、ステップ304にて「Yes」と判定し、ステップ313にて「No」と判定し、ステップ311にて左後輪の目標接地荷重値を上記した後両輪接地荷重値に設定し、ステップ312にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0061】

また、このとき、右前輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であり、左前輪と左後輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ303にて「No」と判定し、ステップ304, 313にてそれぞれ「Yes」と判定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0062】

また、このとき、左右前輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ303, 314にてそれぞれ「Yes」と判定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。また、このとき、右前輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であり、左前輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であり、右後輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ303にて「Yes」と判定し、ステップ314にて「No」と判定し、ステップ315にて「Yes」と判定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0063】

また、このとき、右前輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であり、左前輪と右後輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ303にて「Yes」と判定し、ステップ314, 315にてそれぞれ「No」と判定し、ステップ316にて左後輪の目標接地荷重値をゼロに設定し、ステップ317にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ307を実行し、図3

のメインルーチンに戻る。

【0064】

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ400にてVSC協調制御処理を実行するときには、図6に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUがステップ401にて処理を開始し、ステップ402にてVSC制御信号（VSC制御中に電気制御装置ECU自体が出力する信号）を検出して記憶する。このとき、VSC制御が実行されていないと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ403にて「No」と判定した後、ステップ404を実行し、図3のメインルーチンに戻る。また、VSC制御が実行されていると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ403にて「Yes」と判定した後、ステップ405にて各輪ブレーキ油圧センサS5の検出信号から各車輪のブレーキ油圧をそれぞれ検出して記憶する。

【0065】

このとき、左右前輪のブレーキ油圧が閾値4（例えば、1MPa程度）以下であると、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ406、407にてそれぞれ「No」と判定した後、ステップ404を実行し、図3のメインルーチンに戻る。また、このとき、右前輪のブレーキ油圧が閾値4以下であり、左前輪のブレーキ油圧が閾値4より大きいと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ406にて「No」と判定し、ステップ407にて「Yes」と判定し、ステップ408にて左後輪の目標接地荷重値をゼロに設定し、ステップ409にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ404を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0066】

また、このとき、右前輪のブレーキ油圧が閾値4より大きく、左後輪のブレーキ油圧が閾値5（例えば、0.5MPa程度）より大きく、右後輪のブレーキ油圧が閾値5以下であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ406にて「Yes」と判定し、ステップ410にて「Yes」と判定し、ステップ411にて「No」と判定し、ステップ408にて左後輪の目標接地荷重値をゼロに設定し、ステップ409にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ404を実

行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0067】

また、このとき、右前輪のブレーキ油圧が閾値4より大きく、左右後輪のブレーキ油圧がそれぞれ閾値5より大きいと、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ406, 411, 412にてそれぞれ「Yes」と判定した後、ステップ404を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0068】

また、このとき、右前輪のブレーキ油圧が閾値4より大きく、左後輪のブレーキ油圧が閾値5以下であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ406にて「Yes」と判定し、ステップ410にて「No」と判定し、ステップ412にて左後輪の目標接地荷重値を上記した後両輪接地荷重値に設定し、ステップ413にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ404を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0069】

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ500にてまたぎ路制動制御処理を実行するときには、図7に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUがステップ501にて処理を開始し、ステップ502にて各輪ブレーキ油圧センサS5（図1参照）の検出信号から各車輪のブレーキ油圧をそれぞれ検出して記憶する。このとき、全てのブレーキ油圧がゼロであると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ503にて「Yes」と判定した後、ステップ504を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0070】

また、少なくとも一つのブレーキ油圧がゼロでないと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ503にて「No」と判定した後、ステップ505にて各車輪のスリップ率（各輪スリップ率）をそれぞれ算出して記憶し、ステップ506にて各車輪の接地荷重値（各輪接地荷重値）をそれぞれ算出して記憶し、ステップ507にて各車輪が接地している各路面の摩擦係数（各輪路面 μ ）をそれぞれ算出して記憶する。

【0071】

上記した各輪スリップ率は、各車輪速センサ S 6（図 1 参照）の検出信号から得られる各車輪速と車速センサ S 1（図 1 参照）の検出信号から得られる車速からスリップ率 = (車速 - 車輪速) / 車速の関係式で算出される。また、上記した各輪ブレーキ力は、各輪ブレーキ油圧センサ S 5（図 1 参照）の検出信号から得られる各車輪のブレーキ油圧と各車輪に装着したブレーキ装置の諸元（ピストン面積、パッド μ 、有効ブレーキ半径、タイヤ有効半径）からブレーキ力 = ブレーキ油圧 \times ピストン面積 \times パッド μ \times 有効ブレーキ半径 \div タイヤ有効半径の関係式で算出される。また、上記した各輪接地荷重値は、各懸架用油圧シリンダ 11 ~ 14 に設けた各油圧センサ P S 1 ~ P S 4（図 1 参照）の検出信号から得られる圧力と各懸架用油圧シリンダ 11 ~ 14 の受圧面積を積算することにより算出される。また、上記した各輪路面 μ は、各輪スリップ率と各輪接地荷重値から図 8 のマップを参照して算出される。

【0072】

ところで、各輪路面 μ を推定して記憶したとき、右前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 右前) と左前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左前) との差が閾値 6（例えば、0.1 程度）以下であり、左前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左前) と右前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 右前) との差が閾値 6 以下であると、電気制御装置 ECU の CPU は、ステップ 508 にて「No」と判定し、ステップ 509 にて「No」と判定した後、ステップ 504 を実行し、図 3 のメインルーチンに戻る。

【0073】

また、このとき、右前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 右前) と左前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左前) との差が閾値 6 以下であり、左前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左前) と右前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 右前) との差が閾値 6 より大きく、左前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左前) と左後輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左後) との差が閾値 7（例えば、0.1 程度）以上であると、電気制御装置 ECU の CPU は、ステップ 508 にて「No」と判定し、ステップ 509 にて「Yes」と判定し、ステップ 510 にて「No」と判定し、ステップ 511 にて左後輪の目標接地荷重値を上記

した後両輪接地荷重値に設定し、ステップ512にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ504を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0074】

また、このとき、右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)と左前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左前)との差が閾値6以下であり、左前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左前)と右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)との差が閾値6より大きく、左前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左前)と左後輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左後)との差が閾値7より小さいと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ508にて「No」と判定し、ステップ509にて「Yes」と判定し、ステップ510にて「Yes」と判定し、ステップ513にて左後輪の目標接地荷重値を上記した後両輪接地荷重値 $\times \mu$ 右後(μ 右後 $+$ μ 左後)に設定し、ステップ512にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ504を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0075】

また、このとき、右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)と左前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左前)との差が閾値6より大きく、右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)と右後輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右後)との差が閾値7より小さいと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ508にて「Yes」と判定し、ステップ514にて「Yes」と判定し、ステップ513にて左後輪の目標接地荷重値を後両輪接地荷重値 $\times \mu$ 右後(μ 右後 $+$ μ 左後)に設定し、ステップ512にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ504を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0076】

また、このとき、右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)と左前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左前)との差が閾値6より大きく、右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)と右後輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右後)との差が閾値7以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ508にて「Yes」と判定し、ステップ514にて「No」と判定し、ステップ515にて左後輪の目標接地荷重値をゼロに設定し、ステップ512にてフ

ラグFを「1」に設定した後、ステップ504を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0077】

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ600にて車速感応・VGRS協調・制御速度制限処理を実行するときには、図9に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ601にて処理を開始し、ステップ602にて車速センサS3（図1参照）の検出信号から車速を検出して記憶し、ステップ603にて車速からVGRSのギヤ比を取得して記憶し、ステップ604にて図10のマップを参照して上記した車速とVGRSのギヤ比に応じて目標ロール剛性前輪配分値を決定して記憶する。

【0078】

このとき、車速が閾値9（例えば、60Km/h程度）より大きいと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ605にて「Yes」と判定し、ステップ606にて目標ロール剛性前輪配分値を補正演算して記憶した後、ステップ607を実行し、図3のメインルーチンに戻る。上記したステップ606での目標ロール剛性前輪配分値の補正演算は、上記したステップ604の実行により得られた今回の目標ロール剛性前輪配分値と前回のステップ604の実行により得られた前回の目標ロール剛性前輪配分値を加算して1/2とする（平均値化する）ことにより行われる。

【0079】

また、このとき、車速が閾値9以下であり、上記したステップ604の実行により得られた今回の目標ロール剛性前輪配分値が前回のステップ604の実行により得られた前回の目標ロール剛性前輪配分値以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ605にて「No」と判定し、ステップ608にて「No」と判定した後、ステップ607を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0080】

また、このとき、車速が閾値9以下であり、上記したステップ604の実行により得られた今回の目標ロール剛性前輪配分値が前回のステップ604の実行により得られた前回の目標ロール剛性前輪配分値より小さいと、電気制御装置EC

UのCPUは、ステップ605にて「No」と判定し、ステップ608にて「Yes」と判定し、ステップ606にて今回の目標ロール剛性前輪配分値を補正演算して記憶した後、ステップ607を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0081】

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ700にてヨーレイト制御処理を実行するときには、図11に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ701にて処理を開始し、ステップ702にて車速センサS3（図1参照）の検出信号から車速を検出して記憶し、ステップ703にてステアリング角度センサS2（図1参照）の検出信号からステアリング角度を検出して記憶し、ステップ704にて目標ヨーレイトを演算する。この目標ヨーレイトは、上記した車速とステアリング角度から目標ヨーレイト＝車速×ステアリング角度×定数の関係式で演算される。

【0082】

また、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ705にてヨーレイトセンサS7（図1参照）の検出信号から実際のヨーレイト（実ヨーレイト）を検出して記憶し、ステップ706にてヨーレイトの偏差、すなわち、目標ヨーレイトと実ヨーレイトの差を演算して記憶する。このとき、偏差の絶対値が閾値8（例えば、0.1deg/s程度）より大きいと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ707にて「Yes」と判定し、ステップ708にて図12のマップを参照してヨーレイトの偏差に応じて目標ロール剛性前輪配分値を補正した後、ステップ709を実行し、図3のメインルーチンに戻る。また、このとき、偏差の絶対値が閾値8以下であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ707にて「No」と判定した後、ステップ709を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0083】

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ800にてアクチュエータ目標差圧演算処理を実行するときには、図13に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUがステップ801にて処理を開始し、ステップ802にてフラグFが「1」か否かを判定する。このとき、フラグ

Fが「1」であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ802にて「Yes」と判定し、ステップ803, 804, 805を実行した後、ステップ806を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0084】

上記したステップ803では、電気制御装置ECUのCPUが、図5～図7に示したサブルーチンの実行により得られた左後輪の目標接地荷重値とこの時点での左後輪の実際の接地荷重値（左後輪の懸架用油圧シリンダ13に設けた油圧センサPS3（図1参照）の検出信号から得られる圧力と懸架用油圧シリンダ13の受圧面積を積算することにより算出される実接地荷重値）の偏差を算出して記憶する。

【0085】

また、上記したステップ804では、電気制御装置ECUのCPUが、上記したステップ803にて算出した偏差を解消するために必要な目標アクチュエータ推力（アクチュエータ58のロッド58cに与える軸方向の力）を目標アクチュエータ推力＝偏差×定数の関係式で算出して記憶し、ステップ805では、目標アクチュエータ推力から目標アクチュエータ差圧（アクチュエータ58における両油室R1, R2間の差圧）を算出して記憶する。

【0086】

また、上記したステップ802の実行時にフラグFが「0」であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ802にて「No」と判定し、ステップ807, 808, 809を実行した後、上記したステップ805, 806を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

【0087】

上記したステップ807では、電気制御装置ECUのCPUが、横加速度センサS8（図1参照）の検出信号から実際の横加速度を検出して記憶し、ステップ808では実際の横加速度と車両の諸元（車両ばね上質量、重心高、トレッド）から左右の荷重移動量を荷重移動量＝車両ばね上質量×横加速度×重心高÷トレッドの関係式で推定する。また上記したステップ809では、電気制御装置ECUのCPUが、図9または図11に示したサブルーチンの実行により得られた目

標ロール剛性前輪配分値と上記ステップ 8 0 8 にて得られる左右の荷重移動量と懸架用油圧シリンダ 1 1 ~ 1 4 のピストンロッド受圧面積と接地荷重変更装置 5 0 のピストン 5 1 a ~ 5 4 a の受圧面積から目標アクチュエータ推力を目標アクチュエータ推力 = (目標ロール剛性前輪配分値 × 2 - 1) × (左右の荷重移動量) × (接地荷重変更装置 5 0 のピストン面積) ÷ (懸架用油圧シリンダのピストンロッド受圧面積) の関係式で算出して記憶する。

【 0 0 8 8 】

また、電気制御装置 ECU の CPU が図 3 のステップ 9 0 0 にてモータ制御処理を実行するときには、図 1 4 に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置 ECU の CPU がステップ 9 0 1 にて処理を開始し、ステップ 9 0 2 ~ 9 0 6 を実行した後、ステップ 9 0 7 を実行し、図 3 のメインルーチンに戻る。

【 0 0 8 9 】

上記したステップ 9 0 2 では、電気制御装置 ECU の CPU が、各油圧センサ P S 5 , P S 6 (図 1 参照) の検出信号からアクチュエータ 5 8 における各油室 R 1 , R 2 の実際の油圧を検出して記憶し、上記したステップ 9 0 3 では各油室 R 1 , R 2 の実際の油圧の差 (実差圧) を演算して記憶する。また、上記したステップ 9 0 4 では、電気制御装置 ECU の CPU が、図 1 2 のステップ 8 0 5 にて得られた目標差圧と上記ステップ 9 0 3 にて得られた実差圧との偏差を演算して記憶し、上記したステップ 9 0 5 では目標差圧と実差圧との偏差に応じて電動モータ 6 2 のモータ電流 (駆動方向と駆動力) をモータ電流 = 偏差 × 定数の関係式で演算して記憶する。また、上記したステップ 9 0 6 では、電気制御装置 ECU の CPU が、電動モータ 6 2 の駆動回路 7 0 に上記ステップ 9 0 5 にて得られたモータ電流での駆動信号を出力する。

【 0 0 9 0 】

以上の説明から明らかなように、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、全ての車輪のタイヤ空気圧が正常値 (閾値 3 以上である値) である状態から左後輪 R L のタイヤ空気圧が閾値 3 より小さくなったときには、図 5 のサブルーチンにてステップ 3 0 2 , 3 0 3 , 3 0 4 , 3 0 5 , 3 0 6

、308、309が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802、803、804、805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0091】

このため、図15の（a）、（b）にて示したように、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図15の（a）の状態から（b）の状態に向けて押圧されて、左右前輪では右前輪FRから左前輪FLに接地荷重を移動することができるとともに、左右後輪では左後輪RLから右後輪RRに接地荷重を移動することができる。したがって、タイヤ空気圧が閾値3より小さくなった左後輪RLの接地荷重を低くして、左後輪RLに装着されているタイヤのダメージを低減することが可能である。なお、図15では各車輪FL、FR、RL、RRに合わせて各接地荷重の大きさを円の大きさで表示した。

【0092】

なお、右前輪FRのタイヤ空気圧が閾値3より小さくなったときには、図5のサブルーチンにてステップ302、303、314、315、316、317が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802、803、804、805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、上記した作動と同様の作動を得ることが可能であり、タイヤ空気圧が閾値3より小さくなった右前輪FRの接地荷重を低くして、右前輪FRに装着されているタイヤのダメージを低減することが可能である。

【0093】

一方、右後輪RRのタイヤ空気圧が閾値3より小さくなったときには、図5のサブルーチンにてステップ302、303、304、305、310、311、312が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802、803、804、805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0094】

このため、図15の(a), (c)にて示したように、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図15の(a)の状態から(c)の状態に向けて押圧されて、左右前輪では左前輪FLから右前輪FRに接地荷重を移動することができるとともに、左右後輪では右後輪RRから左後輪RLに接地荷重を移動することができる。したがって、タイヤ空気圧が閾値3より小さくなった右後輪RRの接地荷重を低くして、右後輪RRに装着されているタイヤのダメージを低減することが可能である。

【0095】

なお、左前輪FLのタイヤ空気圧が閾値3より小さくなったときには、図5のサブルーチンにてステップ302, 303, 304, 313, 311, 312が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、上記した作動と同様の作動を得ることが可能であり、タイヤ空気圧が閾値3より小さくなった左前輪FLの接地荷重を低くして、左前輪FLに装着されているタイヤのダメージを低減することが可能である。

【0096】

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、右旋回時のVSC制御中にて後輪横滑りが発生し、右前輪FRのブレーキ油圧が閾値4以下で左前輪FLのブレーキ油圧が閾値4より大きくなったときには、図6のサブルーチンにてステップ402, 403, 405, 406, 407, 408, 409が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流(駆動方向と駆動力)で駆動される。

【0097】

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図16の(b)の状態に向けて押圧されて、左前輪FLと右後輪RRに接地荷重を移動することができる。したがって、左前輪FLのブレーキ力が増加し、後輪の横滑り量を低減することが可能である。なお、図16では各

車輪FL, FR, RL, RRに合わせて各接地荷重の大きさを円の大きさで表示した。

【0098】

また、左旋回時のVSC制御中にて前輪横滑りが発生し、右前輪FRのブレーキ油圧が閾値4より大きく、左後輪RLのブレーキ油圧が閾値5より大きく、右後輪RRのブレーキ油圧が閾値5以下となったときには、図6のサブルーチンにてステップ402, 403, 405, 406, 410, 411, 408, 409が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0099】

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図17の（b）の状態に向けて押圧されて、左前輪FLと右後輪RRに接地荷重を移動することができる。したがって、ロール剛性配分が後よりとなって、オーバーステア傾向となるため、前輪の横滑り量を低減することが可能である。なお、図17では各車輪FL, FR, RL, RRに合わせて各接地荷重の大きさを円の大きさで表示した。

【0100】

また、左旋回時のVSC制御中にて後輪横滑りが発生し、右前輪FRのブレーキ油圧が閾値4より大きく、左後輪RLのブレーキ油圧が閾値5以下となったときには、図6のサブルーチンにてステップ402, 403, 405, 406, 410, 412, 413が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0101】

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図17の（c）の状態に向けて押圧されて、右前輪FRと左後

輪 R L に接地荷重を移動することができる。したがって、右前輪 F R のブレーキ力が増加し、後輪の横滑り量を低減することが可能である。

【 0 1 0 2 】

また、右旋回時の V S C 制御中にて前輪横滑りが発生し、右前輪 F R のブレーキ油圧が閾値 4 より大きく、左後輪 R L のブレーキ油圧が閾値 5 以下となったときには、図 6 のサブルーチンにてステップ 4 0 2, 4 0 3, 4 0 5, 4 0 6, 4 1 0, 4 1 2, 4 1 3 が実行され、図 1 3 のサブルーチンにてステップ 8 0 2, 8 0 3, 8 0 4, 8 0 5 が実行され、図 1 4 のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ 6 2 が図 1 4 のステップ 9 0 5 にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【 0 1 0 3 】

このため、このときには、接地荷重変更装置 5 0 の連結ロッド 5 5 がアクチュエータ 5 8 により図 1 6 の（c）の状態に向けて押圧されて、右前輪 F R と左後輪 R R に接地荷重を移動することができる。したがって、ロール剛性配分が後よりとなって、オーバーステア傾向となるため、前輪の横滑り量を低減することが可能である。

【 0 1 0 4 】

また、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、またぎ路での制動制御中において、左前輪 F L のみ高 μ 路面上にあるときには、図 7 のサブルーチンにてステップ 5 0 2, 5 0 3, 5 0 5, 5 0 6, 5 0 7, 5 0 8, 5 0 9, 5 1 0, 5 1 1, 5 1 2 が実行され、図 1 3 のサブルーチンにてステップ 8 0 2, 8 0 3, 8 0 4, 8 0 5 が実行され、図 1 4 のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ 6 2 が図 1 4 のステップ 9 0 5 にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【 0 1 0 5 】

このため、このときには、接地荷重変更装置 5 0 の連結ロッド 5 5 がアクチュエータ 5 8 により図 1 5 の（a）の状態から（c）の状態に向けて押圧されて、右前輪 F R と左後輪 R L に接地荷重を移動することができて、左前輪 F L の接地荷重を低減することができる。したがって、左前輪 F L のブレーキ力を低減して

、ヨーモーメントアンバランスによるスピンを回避することが可能である。

【0106】

また、またぎ路での制動制御中において、前後の左輪が高 μ 、前後の右輪が低 μ 路面上にあるときには、図7のサブルーチンにてステップ502, 503, 505, 506, 507, 508, 509, 510, 513, 512が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0107】

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図15の（b）の状態に向けて押圧されて、左前輪FLと右後輪RRに接地荷重を移動することができて、右後輪RRの接地荷重を高めることができる。したがって、後輪での路面 μ と接地荷重の積を左右で等しくすることができて、後輪での制動力を最大化することが可能である。

【0108】

また、またぎ路での制動制御中において、前後の右輪が高 μ 、前後の左輪が低 μ 路面上にあるときには、図7のサブルーチンにてステップ502, 503, 505, 506, 507, 508, 514, 513, 512が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0109】

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図15の（c）の状態に向けて押圧されて、右前輪FRと左後輪RLに接地荷重を移動することができて、左後輪RLの接地荷重を高めることができる。したがって、後輪での路面 μ と接地荷重の積を左右で等しくすることができて、後輪での制動力を最大化することが可能である。

【0110】

また、またぎ路での制動制御中において、右前輪FRのみ高 μ 路面上にあるときには、図7のサブルーチンにてステップ502, 503, 505, 506, 507, 508, 514, 515, 512が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0111】

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図15の（b）の状態に向けて押圧されて、左前輪FLと右後輪RRに接地荷重を移動することができて、右前輪FRの接地荷重を低減することができる。したがって、右前輪FRのブレーキ力を低減して、ヨーモーメントアンバランスによるスピンを回避することが可能である。

【0112】

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、右旋回で車速が閾値9より大きくなったときには、図9のサブルーチンにてステップ602, 603, 604, 605, 606が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 807, 808, 809, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0113】

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図16の（b）の状態に向けて押圧されて、左前輪FL（旋回外側前輪）と右後輪RR（旋回内側後輪）に接地荷重を移動することができる。したがって、このときには、ロール剛性配分が前よりとなって、アンダーステア傾向となるため、車両の安定性を高めることが可能である。また、このときには、ステップ606の実行により制御速度を遅くして挙動の変化を小さくすることが可能である。

【0114】

また、車速が閾値9以下での右旋回中にて、VGRSのギヤ比が小さくなる、

または、車速が低下するときには、図9のサブルーチンにてステップ602, 603, 604, 605, 608, 606が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 807, 808, 809, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0115】

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図16の(c)の状態に向けて押圧されて、右前輪FR（旋回内側前輪）と左後輪RL（旋回外側後輪）に接地荷重を移動することができる。したがって、このときには、ロール剛性配分が後よりとなって、オーバーステア傾向となるため、操縦性を高めることが可能である。また、このときには、ステップ606の実行により制御速度を遅くして挙動の変化を小さくすることが可能である。

【0116】

また、車速が閾値9以下での右旋回中にて、VGRSのギヤ比が大きくなる、または、車速が上昇するときには、図9のサブルーチンにてステップ602, 603, 604, 605, 608が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 807, 808, 809, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0117】

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図16の(b)の状態に向けて押圧されて、左前輪FL（旋回外側前輪）と右後輪RR（旋回内側後輪）に接地荷重を移動することができる。したがって、このときには、ロール剛性配分が前よりとなって、アンダーステア傾向となるため、車両の安定性を高めることが可能である。また、このときには、ステップ606が実行されないため、制御速度を速くして制御の効果を高めることが可能である。

【0118】

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、右旋回時において目標ヨーレイトと実ヨーレイトの偏差の絶対値が閾値8より大きくなったときには、図11のサブルーチンにて全てのステップが実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 807, 808, 809, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

【0119】

このため、このときに実ヨーレイトが目標ヨーレイトより大きいときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図16の(b)の状態に向けて押圧されて、左前輪FL（旋回外側前輪）と右後輪RR（旋回内側後輪）に接地荷重を移動することができる。したがって、このときには、前輪のロール剛性配分が大きくなって、アンダーステア傾向となることで、実ヨーレイトを目標ヨーレイトに近づけることが可能である。

【0120】

また、このときに実ヨーレイトが目標ヨーレイトより小さいときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図16の(c)の状態に向けて押圧されて、右前輪FR（旋回内側前輪）と左後輪RL（旋回外側後輪）に接地荷重を移動することができる。したがって、このときには、後輪のロール剛性配分が大きくなって、オーバーステア傾向となることで、実ヨーレイトを目標ヨーレイトに近づけることが可能である。

【0121】

また、この第1実施形態においては、接地荷重変更装置50とアクチュエータ58間に、減衰手段としてのショックアブソーバ57と、弾性手段としてのコイルスプリング56が介装してある。このため、接地荷重制御シリンダ51～54の作動をコイルスプリング56とショックアブソーバ57により常に許容して制御することが可能であり、路面からの振動入力をコイルスプリング56とショックアブソーバ57にて吸収して、乗り心地を向上させることが可能である。なお、接地荷重変更装置50とアクチュエータ58間に、減衰手段としてのショック

アブソーバ57と、弾性手段としてのコイルスプリング56を介装しないで実施することも可能である。

【0122】

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、車体のバウンス時に、バウンス抑制器20が作動して、車体のバウンスが制御される。このときには、各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14が略同じ作動（圧縮作動）をするため、各ポート11a, 12a, 13a, 14aから配管P1, P2, P3, P4を介して各制御シリンダ21～24、31～34および41～44に略同じ油圧（高油圧）が供給される。

【0123】

ところで、このときには、ローリング抑制器30とピッチング抑制器40の各制御シリンダ31, 34、32, 33と41, 44、42, 43にて油圧がバランスしていて、各ピストン31a, 34a、32a, 33aと41a, 44a、42a, 43aは作動しない。一方、バウンス抑制器20では、ピストン21a, 22a, 23a, 24aがアキュムレータ25と可変絞り26の作用下にて作動し、各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14の作動、すなわち車体のバウンスを抑制するとともに路面からの衝撃を緩衝する。

【0124】

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、車体のローリング時に、ローリング抑制器30が作動して、車体のローリングが制御される。このとき（例えば、車両の左旋回時）には、右側の両懸架用油圧シリンダ12, 14が略同じ作動（圧縮作動）をするとともに、左側の両懸架用油圧シリンダ11, 13が略同じ作動（伸張作動）をするため、右側の両懸架用油圧シリンダ12, 14の各ポート12a, 14aから配管P2, P4を介して各制御シリンダ22, 24、32, 34および42, 44に略同じ油圧（高油圧）が供給されるとともに、各制御シリンダ21, 23、31, 33および41, 43から配管P1, P3を介して左側の両懸架用油圧シリンダ11, 13の各ポート11a, 13aに略同じ油圧（低油圧）が供給される。

【0125】

ところで、このときには、バウンシング抑制器 2 0 とピッチング抑制器 4 0 の各制御シリンダ 2 1, 2 4, 2 2, 2 3 と 4 1, 4 4, 4 2, 4 3 にて油圧がバランスして各ピストン 2 1 a, 2 4 a, 2 2 a, 2 3 a と 4 1 a, 4 4 a, 4 2 a, 4 3 a は作動しない。一方、ローリング抑制器 3 0 では、連結ロッド 3 5 にて連結されているピストン 3 1 a, 3 4 a と 3 2 a, 3 3 a がコイルスプリング 3 6 とショックアブソーバ 3 7 の作用下にて作動し、各懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 2, 1 3, 1 4 の作動、すなわち車体のローリングを抑制する。

【 0 1 2 6 】

また、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、車体のピッチング時に、ピッチング抑制器 4 0 が作動して、車体のピッチングが制御される。このとき（例えば、車両のダイブ時）には、前側の両懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 2 が略同じ作動（圧縮作動）をするとともに、後側の両懸架用油圧シリンダ 1 3, 1 4 が略同じ作動（伸張作動）をするため、前側の両懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 2 の各ポート 1 1 a, 1 2 a から配管 P 1, P 2 を介して各制御シリンダ 2 1, 2 2, 3 1, 3 2 および 4 1, 4 2 に略同じ油圧（高油圧）が供給されるとともに、各制御シリンダ 2 3, 2 4, 3 3, 3 4 および 4 3, 4 4 から配管 P 3, P 4 を介して後側の両懸架用油圧シリンダ 1 3, 1 4 の各ポート 1 3 a, 1 4 a に略同じ油圧（低油圧）が供給される。

【 0 1 2 7 】

ところで、このときには、バウンシング抑制器 2 0 とローリング抑制器 3 0 の各制御シリンダ 2 1, 2 4, 2 2, 2 3 と 3 1, 3 4, 3 2, 3 3 にて油圧がバランスして各ピストン 2 1 a, 2 4 a, 2 2 a, 2 3 a と 3 1 a, 3 4 a, 3 2 a, 3 3 a は作動しない。一方、ピッチング抑制器 4 0 では、連結ロッド 4 5 にて連結されているピストン 4 1 a, 4 4 a と 4 2 a, 4 3 a がコイルスプリング 4 6 とショックアブソーバ 4 7 の作用下にて作動し、各懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 2, 1 3, 1 4 の作動、すなわち車体のピッチングを抑制する。

【 0 1 2 8 】

また、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、不整地での車両の揺れ入力時、右前と左後の両懸架用油圧シリンダ 1 2, 1 3 が略同じ作動

(圧縮作動) をするとともに、左前と右後の両懸架用油圧シリンダ 11, 14 が略同じ作動 (伸張作動) をするため、両懸架用油圧シリンダ 12, 13 の各ポート 12a, 13a から配管 P2, P3 を介して各制御シリンダ 22, 23, 32, 33 および 42, 43 に略同じ油圧 (図 1 に示したときと同じ中立油圧) が供給されるとともに、各制御シリンダ 21, 24, 31, 34 および 41, 44 から配管 P1, P4 を介して両懸架用油圧シリンダ 11, 14 の各ポート 11a, 14a に略同じ油圧 (中立油圧) が供給される。

【0129】

ところで、この状態では、ローリング抑制器 30 とピッチング抑制器 40 の各制御シリンダ 31, 34, 32, 33 と 41, 44, 42, 43 にて油圧がバランスしていて、各ピストン 31a, 34a, 32a, 33a と 41a, 44a, 42a, 43a は作動しない。一方、バウンシング抑制器 20 では、各制御シリンダ 22, 23 に作動油が供給されるとともに、各制御シリンダ 21, 24 から作動油が排出されて、各ピストン 21a, 24a と 22a, 23a が同方向に作動するものの、作動量が略等しいため、バウンシング抑制器 20 は実質的に機能しない (各懸架用油圧シリンダ 11, 12, 13, 14 の作動を抑制しない)。

【0130】

以上の説明から明らかなように、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、各懸架用油圧シリンダ 11, 12, 13, 14 の作動を、アキュムレータ 25 (ばね要素) と可変絞り 26 (減衰要素) を備えるバウンシング抑制器 20 と、コイルスプリング 36 (ばね要素) とショックアブソーバ 37 (減衰要素) を備えるローリング抑制器 30 と、コイルスプリング 46 (ばね要素) とショックアブソーバ 47 (減衰要素) を備えるピッチング抑制器 40 が独立して抑制する構成であり、各抑制器 20, 30, 40 の抑制機能を特定する各ばね要素と各減衰要素の特性は別個に独立して設定することが可能である。したがって、車体の各挙動 (バウンシング、ローリング、ピッチング) に適した特性を独立に設定することができて、各挙動をそれぞれ最適に抑制することが可能である。

【0131】

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、前後左右の各車輪に対応して装着された各懸架用油圧シリンダ11～14の単一ポート11a～14aを配管P1～P4で接続することにより油圧回路を構成することが可能であり、油圧回路をシンプルかつ安価に構成することが可能である。また、車体のヒープ方向の挙動（バウンスング）を効果的に抑制することができるとともに、不整地等で前後左右の車輪に車体を振る力が作用する場合、バウンスング抑制器20が備えるアキュムレータ25を作動させることなく一対の対角油圧制御シリンダ20A、20Bを同相で自由に作動させることができ、各車輪での接地荷重の減少を抑えて駆動力の低下を抑えることができる。したがって、サスペンション装置での油圧回路を複雑にすることなく、車体の姿勢維持と各車輪での駆動力の確保を両立することが可能である。

【0132】

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、バウンスング抑制器20において各対角油圧制御シリンダ20A、20Bを構成する両制御用油圧シリンダ21、24と22、23のピストン21a、24aと22a、23aが互いに連結されているため、対角油圧制御シリンダ20A、20Bをコンパクトに構成することが可能である。

【0133】

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、バウンスング抑制器20において各対角油圧制御シリンダ20A、20Bを連結する連結手段20Cがアキュムレータ25と可変絞り26を備えていて、作動油を媒体とする液封連結構造で構成されているため、アキュムレータ25に可変絞り26を介して連通する油圧室27（またはアキュムレータ25の油圧室25a）の作動油を例えば車体荷重に応じて出し入れする構成（図示省略）を採用することで、車体の姿勢を維持したまま車高を調整することが可能である。

【0134】

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、バウンスング抑制器20に加えて、ローリング抑制器30とピッチング抑制器40が設けられているため、車体のヒープ方向の挙動（バウンスング）を効果的に抑制することが

できるとともに、車体のロール方向の挙動（ローリング）およびピッチ方向の挙動（ピッチング）をも効果的に抑制することができる。

【0135】

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、バウンシング抑制器20における油圧室25の油圧を増減制御可能なアクチュエータを設ける、またはローリング抑制器30におけるコイルスプリング36のばね力を増減制御可能なアクチュエータ（図2の仮想線参照）を設ける、或いはピッチング抑制器40におけるコイルスプリング46のばね力を増減制御可能なアクチュエータ（図2の仮想線参照）を設けることで、車体の姿勢をアクティブに制御することが可能である。

【0136】

上記した第1実施形態においては、本発明による車両用接地荷重制御装置が、図1および図2に示したように、接地荷重変更装置50を備えるとともに、この接地荷重変更装置50におけるアクチュエータ58の作動を電気制御装置ECUの制御下にて制御する油圧制御装置60を備える構成として実施したが、図18および図19に示した第2実施形態のように、本発明による車両用接地荷重制御装置が、左右前輪の各懸架用油圧シリンダ11、12からの油圧を受けて差圧によって動作する一方の接地荷重制御用油圧シリンダ81と、左右後輪の各懸架用油圧シリンダ13、14からの油圧を受けて差圧によって動作する他方の接地荷重制御用油圧シリンダ82と、これらの接地荷重制御用油圧シリンダ81、82の各ピストンロッド81b、82bに作用する軸力の比率をこれら両ピストンロッド81b、82bに連結されるアーム83の支点位置を変更することにより変更可能な軸力比率可変機構84と、アーム83の支点位置を電気制御装置ECUの制御下にて変更可能なアクチュエータ85からなる接地荷重変更装置80を備える構成として実施することも可能である。

【0137】

一方の接地荷重制御用油圧シリンダ81は、軸方向へ摺動可能なピストン81aによって内部を二つの油室に区画されていて、これら各油室は各懸架用油圧シリンダ11、12のポート11a、12aに配管P1、P2を介してそれぞれ接

続されている。また、ピストン 81 a と一体のピストンロッド 81 b は、シリンダ外に延出していて、アーム 83 の一端にて一方の長孔 83 a に沿って摺動可能に連結されている。

【0138】

他方の接地荷重制御用油圧シリンダ 82 は、軸方向へ摺動可能なピストン 82 a によって内部を二つの油室に区画されていて、これら各油室は各懸架用油圧シリンダ 13, 14 のポート 13 a, 14 a に配管 P3, P4 を介してそれぞれ接続されている。また、ピストン 82 a と一体のピストンロッド 82 b は、シリンダ外に延出していて、その一端をアーム 83 の他端に回動可能に連結されている。なお、ピストンロッド 82 b の他端は、ロックシリンダ 86 のロッド 86 a に連結されている。

【0139】

軸力比率可変機構 84 は、アーム 83 の長手方向に沿って移動可能な移動台 84 a と、この移動台 84 a の中間部位に組付けた連結軸 84 b と、この連結軸 84 b に設けたナット部（図示省略）に螺合連結したネジ軸 84 c を備えている。移動台 84 a は、固定部に設けたガイド孔 84 d に移動可能に組付けられていて、アーム 83 の他方の長孔 83 b に沿って摺動可能に連結されている。

【0140】

アクチュエータ 85 は、軸力比率可変機構 84 のネジ軸 84 c を回転駆動して移動台 84 a をガイド孔 84 d に沿って移動させることにより、アーム 83 の支点位置を変更する電動モータであって、その作動（回転方向・回転数）は図 18 に示した電気制御装置 ECU2 によって制御されるようになっており、電気制御装置 ECU2 からの駆動信号は駆動回路 71 を介して与えられるようになっている。

【0141】

ロックシリンダ 86 は、ピストンロッド 82 b の軸方向移動を規制・許容するためのものであり、そのピストン 86 b によって区画された油室が 2 ポート 2 位置開閉弁 87 を通して連通・遮断されるようになっている。2 ポート 2 位置開閉弁 87 は、電気制御装置 ECU2 によって駆動回路 71 を介して開閉作動を制御

されるようになっており、開状態ではピストンロッド 8 2 b の軸方向移動を許容し、閉状態ではピストンロッド 8 2 b の軸方向移動を規制するようになっている。

【 0 1 4 2 】

電気制御装置 ECU 2 は、各油圧センサ P S 1 ~ P S 4 と駆動回路 7 1 に電氣的に接続されるとともに、モータ電流センサ S 1、ステアリング角度センサ S 2、車速センサ S 3、各輪ブレーキ油圧センサ S 5、各車輪速センサ S 6、ヨーレイトセンサ S 7、横加速度センサ S 8 等に電氣的に接続されている。

【 0 1 4 3 】

また、電気制御装置 ECU 2 は、CPU、ROM、RAM、インターフェース等を有するマイクロコンピュータを備えていて、イグニッションスイッチ（図示省略）が ON とされている状態のときに、電気制御装置 ECU 2 の CPU が図 20 のフローチャートに対応した制御プログラムを所定の演算周期（例えば、8 m s e c）毎に繰り返し実行して、アクチュエータ 8 5 と 2 ポート 2 位置開閉弁 8 7 の作動を制御する。

【 0 1 4 4 】

また、この電気制御装置 ECU 2 は、車両の旋回時にアンダーステアとオーバーステアを抑制する公知の V S C 装置（ビークルスタビリティコントロール装置）の V S C 制御中に V S C 制御信号を出力するようになっている。また、この電気制御装置 ECU 2 は、車速に応じてステアリングギヤ比を可変とする公知のステアリングギヤ比可変機構（V G R S）の作動を制御可能に構成されている。

【 0 1 4 5 】

上記のように構成したこの第 2 実施形態の車両用サスペンション装置においては、イグニッションスイッチが ON とされている状態のとき、各センサからの信号に基づいて電気制御装置 ECU 2 の CPU がアクチュエータ 8 5 の作動を制御して、前後左右の各車輪 F L、F R、R L、R R の接地荷重を制御する。

【 0 1 4 6 】

この接地荷重の制御は、電気制御装置 ECU 2 の CPU が図 20 に示したメインルーチンを所定の演算周期（例えば、8 m s e c）毎に繰り返し実行すること

により行われ、電気制御装置 ECU 2 の CPU は、図 2 0 のステップ 1 0 1 A にて処理を開始し、ステップ 2 0 0 A にて制御有無判定・初期化処理を実行し、ステップ 4 0 0 A にて V S C 協調制御処理を実行し、ステップ 6 0 0 A にて車速感応・V G R S 協調・制御速度制限処理を実行し、ステップ 7 0 0 A にてヨーレイト制御処理を実行し、ステップ 8 0 0 A にて目標支点位置演算処理を実行し、ステップ 9 0 0 A にてモータ制御処理を実行し、ステップ 1 0 2 A にて処理を一旦終了する。

【 0 1 4 7 】

電気制御装置 ECU 2 の CPU が図 2 0 のステップ 2 0 0 A にて制御有無判定・初期化処理を実行するときには、図 2 1 に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置 ECU 2 の CPU がステップ 2 5 1 にて処理を開始し、ステップ 2 5 2 にてフラグ F を「0」に設定し、ステップ 2 5 3 にてアクチュエータ 8 5（電動モータ）の電気抵抗値 R を測定し記憶する。この電気抵抗値 R は、アクチュエータ 8 5 に微電流を流すことでモータ電流センサ S 1 の検出信号から測定され、アクチュエータ 8 5 が断線していて通電不能のときには、設定値 R o より大きな値となる。

【 0 1 4 8 】

このため、アクチュエータ 8 5 が断線しているとき（失陥時）には、電気制御装置 ECU 2 の CPU が、ステップ 2 5 4 にて「Y e s」と判定し、ステップ 2 5 5 にて 2 ポート 2 位置開閉弁 8 7 を閉鎖状態とする閉鎖信号を駆動回路 7 1 に出力した後、図 2 0 のステップ 1 0 2 A に戻って、ステップ 1 0 2 A にて処理を一旦終了する。したがって、アクチュエータ 8 5 が断線していて、アクチュエータ 8 5 の作動が制御され得ないときには、ロックシリンダ 8 6 が 2 ポート 2 位置開閉弁 8 7 によって油圧的にロックされて、接地荷重変更装置 8 0 の作動が不能とされる。一方、アクチュエータ 8 5 が断線していないときには、電気制御装置 ECU 2 の CPU が、ステップ 2 5 4 にて「N o」と判定した後、ステップ 2 5 6 を実行し、図 2 0 のメインルーチンに戻る。

【 0 1 4 9 】

また、電気制御装置 ECU 2 の CPU が図 2 0 のステップ 8 0 0 A にて目標支

点位置演算処理を実行するときには、図22に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECU2のCPUがステップ851にて処理を開始し、ステップ852にてフラグFを確認して、フラグFが「0」のときには、ステップ853を実行した後、ステップ854を実行し、図20のメインルーチンに戻る。なお、ステップ853では、移動台84aの後輪用シリンダ側端部位置（図24（b）の位置）をゼロ点とし前輪用シリンダ側端部位置（図24（c）の位置）を100として、その間の長さ（全ストローク）と目標ロール剛性前輪配分量から演算式に基づいて目標支点位置が算出されて設定される。

【0150】

また、フラグFが「1」で横加速度が左向きで左後輪の目標接地荷重がゼロであるときには、ステップ855、856、857、858を実行した後、ステップ854を実行し、図20のメインルーチンに戻る。また、フラグFが「1」で横加速度が左向きで左後輪の目標接地荷重がゼロでないときには、ステップ855、856、857、859を実行した後、ステップ854を実行し、図20のメインルーチンに戻る。

【0151】

また、フラグFが「1」で横加速度が右向きで左後輪の目標接地荷重がゼロであるときには、ステップ855、856、860、859を実行した後、ステップ854を実行し、図20のメインルーチンに戻る。また、フラグFが「1」で横加速度が右向きで左後輪の目標接地荷重がゼロでないときには、ステップ855、856、860、861を実行した後、ステップ854を実行し、図20のメインルーチンに戻る。

【0152】

また、電気制御装置ECU2のCPUが図20のステップ900Aにてモータ制御処理を実行するときには、図23に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECU2のCPUがステップ951にて処理を開始し、ステップ952、953、954、955を実行した後、ステップ956を実行し、図20のメインルーチンに戻る。

【0153】

なお、電気制御装置 ECU 2 の CPU が図 20 のステップ 400 A にて VSC 協調制御処理を実行するときには、上記第 1 実施形態の図 6 に示したサブルーチンと実質的に同じサブルーチンを実行する。また、電気制御装置 ECU 2 の CPU が図 20 のステップ 600 A にて処理を実行するときには、上記第 1 実施形態の図 9 に示したサブルーチンと実質的に同じサブルーチンを実行する。また、電気制御装置 ECU 2 の CPU が図 20 のステップ 700 A にてヨーレイト制御処理を実行するときには、上記第 1 実施形態の図 11 に示したサブルーチンと実質的に同じサブルーチンを実行する。このため、図 20 の各ステップ 400 A, 600 A, 700 A にて実行されるサブルーチンの説明は省略する。

【0154】

以上の説明から明らかなように、この第 2 実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、左旋回時の VSC 制御中にて前輪横滑りが発生し、右前輪 FR のブレーキ油圧が閾値 4 より大きく、左後輪 RL のブレーキ油圧が閾値 5 より大きく、右後輪 RR のブレーキ油圧が閾値 5 以下となったときには、図 6 のサブルーチンと同様のサブルーチンにて図 6 の各ステップ 402, 403, 405, 406, 410, 411, 408, 409 と同様の各ステップが実行され、図 22 のサブルーチンにてステップ 852, 855, 856, 857, 858 が実行され、図 23 のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、アクチュエータ（電動モータ）85 がステップ 954 の演算によって得られた駆動パルスパターンに従って通電されて駆動される。

【0155】

このため、このときには、接地荷重変更装置 80 の移動台 84 a がアクチュエータ 85 により図 24 の (b) の状態に向けて押圧されて、左前輪 FL と右後輪 RR に接地荷重を移動することができる。したがって、ロール剛性配分が後よりとなって、オーバーステア傾向となるため、前輪の横滑り量を低減することが可能である。なお、図 24 では各車輪 FL, FR, RL, RR に合わせて各接地荷重の大きさを円の大きさで表示した。

【0156】

また、左旋回時の VSC 制御中にて後輪横滑りが発生し、右前輪 FR のブレー

キ油圧が閾値 4 より大きく、左後輪 R L のブレーキ油圧が閾値 5 以下となったときには、図 6 のサブルーチンと同様のサブルーチンにて図 6 のステップ 4 0 2, 4 0 3, 4 0 5, 4 0 6, 4 1 0, 4 1 2, 4 1 3 が実行され、図 2 2 のサブルーチンにてステップ 8 5 2, 8 5 5, 8 5 6, 8 5 7, 8 5 9 が実行され、図 2 3 のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、アクチュエータ（電動モータ）8 5 がステップ 9 5 4 の演算によって得られた駆動パルスパターンに従って通電されて駆動される。

【0 1 5 7】

このため、このときには、接地荷重変更装置 8 0 の移動台 8 4 a がアクチュエータ 8 5 により図 2 4 の（c）の状態に向けて押圧されて、右前輪 F R と左後輪 R L に接地荷重を移動することができる。したがって、右前輪 F R のブレーキ力が増加し、後輪の横滑り量を低減することが可能である。

【0 1 5 8】

なお、この第 2 実施形態によって得られるその他の具体的な作動およびその効果は、上記した第 1 実施形態の具体的な作動および効果と上記した第 2 実施形態の具体的な作動および効果の記載内容から容易に理解されられると思われるため、その説明は省略する。

【0 1 5 9】

上記各実施形態においては、バウンシング抑制器 2 0、ローリング抑制器 3 0 およびピッチング抑制器 4 0 を備える構成として本発明を実施したが、図 2 5 に示したように、バウンシング抑制器 2 0、ローリング抑制器 3 0 およびピッチング抑制器 4 0 を備えない構成とし、かつ各懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 2, 1 3, 1 4 にアキュムレータ 9 0 と減衰弁 9 1 をそれぞれ設けて実施することも可能である。

【0 1 6 0】

また、上記各実施形態においては、各懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 2, 1 3, 1 4 が前後左右の各車輪 F L, F R, R L, R R の接地荷重の全部をそれぞれ分担するようになっている実施形態に本発明を実施したが、各懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 2, 1 3, 1 4 に対して補助スプリングがそれぞれ並列的に設けられて

いて、各懸架用油圧シリンダ 11, 12, 13, 14 と各補助スプリングにて前後左右の各車輪 FL, FR, RL, RR の接地荷重をそれぞれ分担するようになっている実施形態（各補助スプリングが各車輪 FL, FR, RL, RR の接地荷重の一部をそれぞれ分担する実施形態）にも本発明を実施することが可能である。

【0161】

また、本発明の実施に際して、路面からの振動入力が過大であるときに接地荷重制御用油圧シリンダの作動を不能とするように制御プログラムを設定すれば、アクチュエータの要求出力を減少させて、アクチュエータの体格とアクチュエータでの消費エネルギーを低減することが可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明による車両用接地荷重制御装置を含む車両用サスペンション装置の第1実施形態を概略的に示した構成図である。

【図2】 図1に示した機械系構成の拡大図である。

【図3】 図1に示した電気制御装置のCPUが実行するメインルーチンを示すフローチャートである。

【図4】 図3のステップ200にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図5】 図3のステップ300にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図6】 図3のステップ400にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図7】 図3のステップ500にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図8】 スリップ率と接地荷重と路面 μ との関係を示すマップである。

【図9】 図3のステップ600にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図10】 車速、ギヤ比とロール剛性配分（前輪）との関係を示すマップである。

【図 1 1】 図 3 のステップ 7 0 0 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図 1 2】 ヨーレイトの偏差とロール剛性配分（前輪）との関係を示すマップである。

【図 1 3】 図 3 のステップ 8 0 0 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図 1 4】 図 3 のステップ 9 0 0 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図 1 5】 第 1 実施形態において車両の直進状態にて接地荷重が制御されるとききの作動説明図である。

【図 1 6】 第 1 実施形態において車両の右旋回状態にて接地荷重が制御されるとききの作動説明図である。

【図 1 7】 第 1 実施形態において車両の左旋回状態にて接地荷重が制御されるとききの作動説明図である。

【図 1 8】 本発明による車両用接地荷重制御装置を含む車両用サスペンション装置の第 2 実施形態を概略的に示した構成図である。

【図 1 9】 図 1 8 に示した機械系構成の拡大図である。

【図 2 0】 図 1 8 に示した電気制御装置の CPU が実行するメインルーチンを示すフローチャートである。

【図 2 1】 図 2 0 のステップ 2 0 0 A にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図 2 2】 図 2 0 のステップ 8 0 0 A にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図 2 3】 図 2 0 のステップ 9 0 0 A にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

【図 2 4】 第 2 実施形態において車両の左旋回状態にて接地荷重が制御されるとききの作動説明図である。

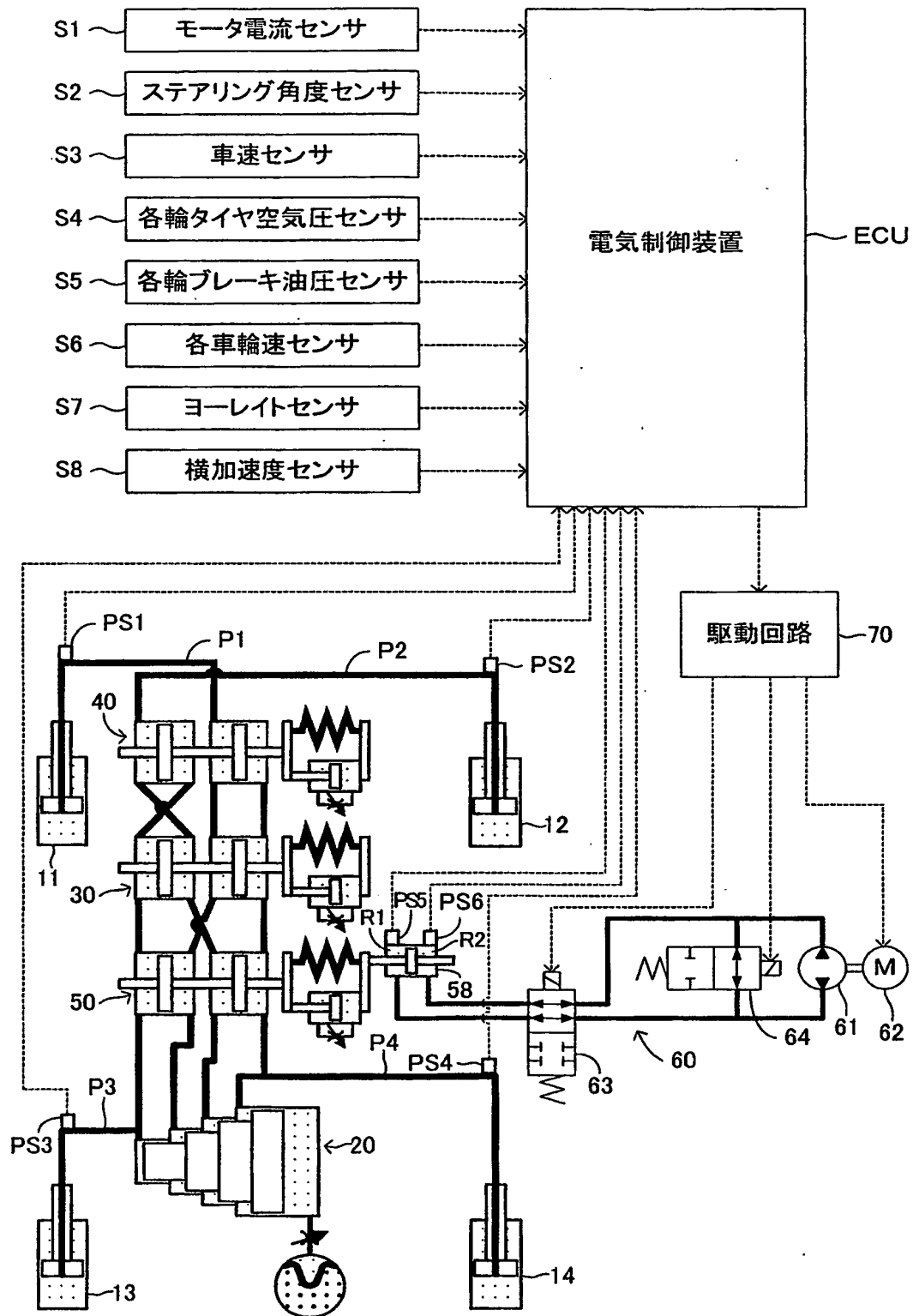
【図 2 5】 本発明による車両用接地荷重制御装置における機械系構成の変形実施形態を概略的に示した構成図である。

【符号の説明】

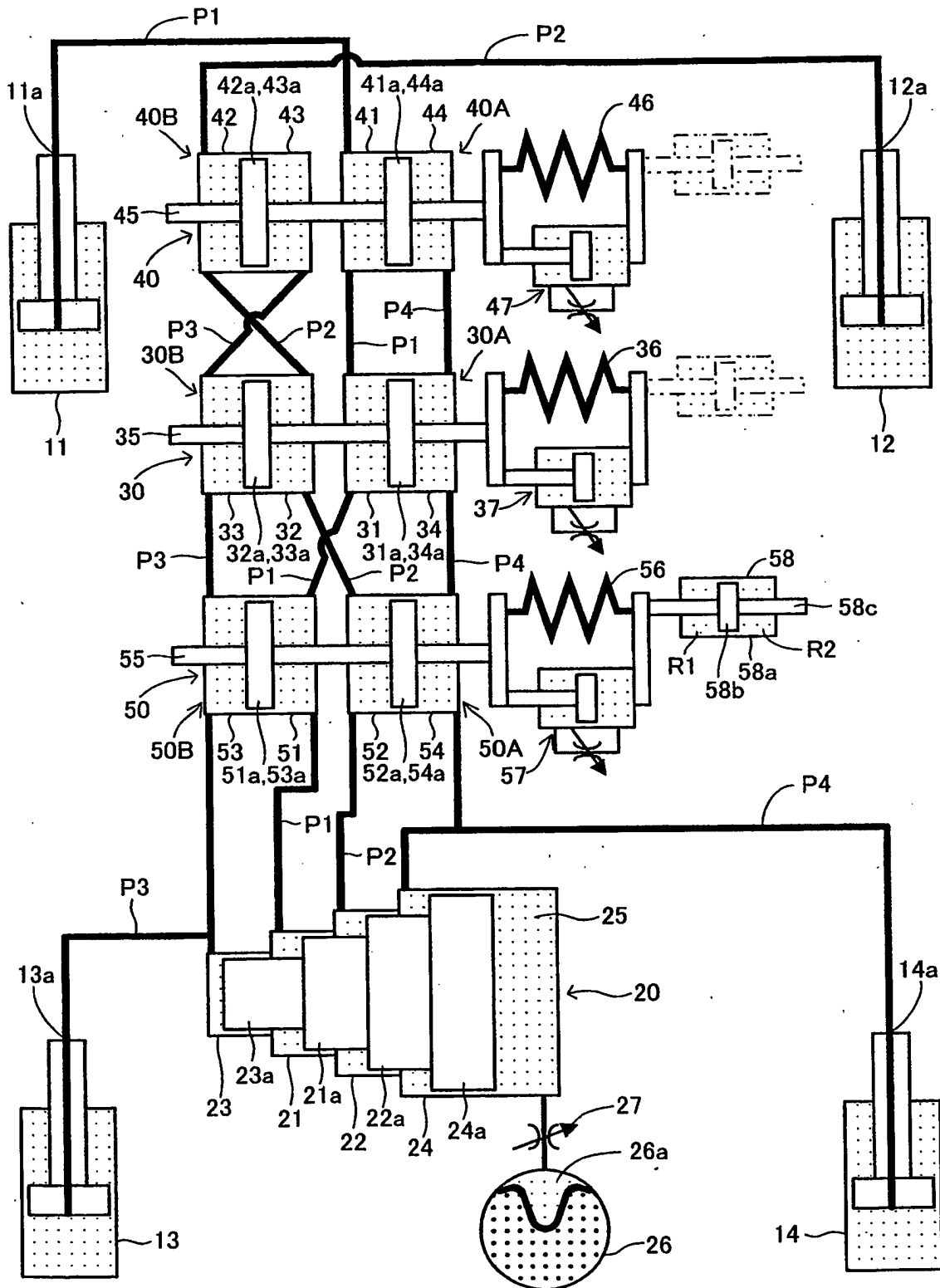
11, 12, 13, 14…懸架用油圧シリンダ、11a, 12a, 13a, 14a…ポート、20…バウンシング抑制器、25…アキュムレータ、26…可変絞り（減衰弁）、30…ローリング抑制器、40…ピッチング抑制器、50…接地荷重変更装置、50A, 50B…接地荷重制御シリンダ、58…アクチュエータ、60…油圧制御装置、61…ポンプ、62…電動モータ、63…4ポート2位置切換弁、64…2ポート2位置開閉弁、P1, P2, P3, P4…配管、S1…モータ電流センサ、S2…ステアリング角度センサ、S3…車速センサ、S4…各輪タイヤ空気圧センサ、S5…各輪ブレーキ油圧センサ、S6…各車輪速センサ、S7…ヨーレイトセンサ、S8…横加速度センサ、PS1～PS6…油圧センサ、ECU…電気制御装置。

【書類名】 図面

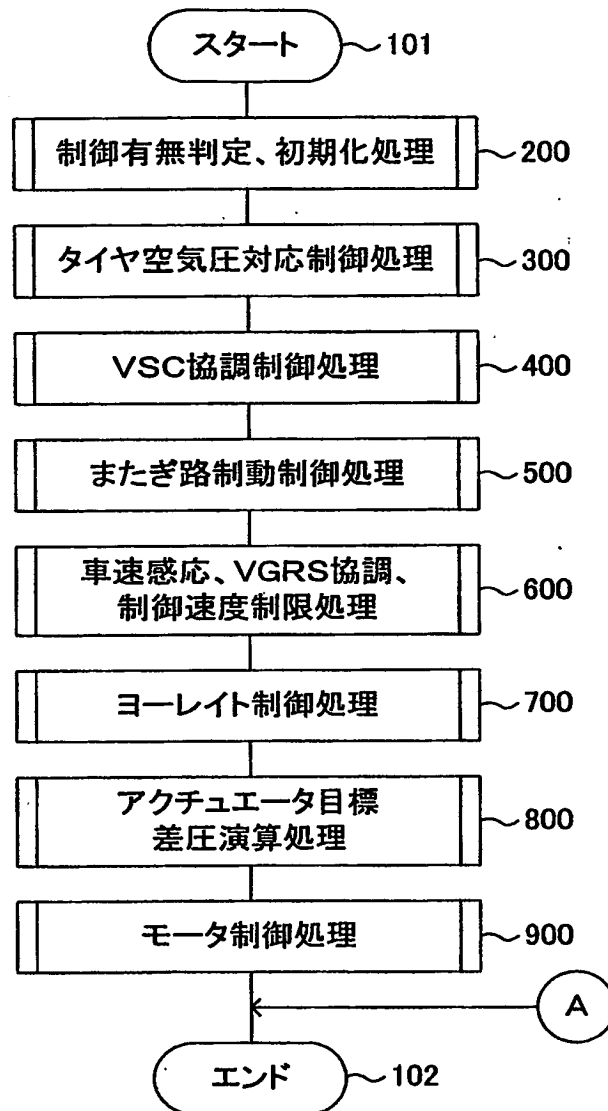
【図 1】



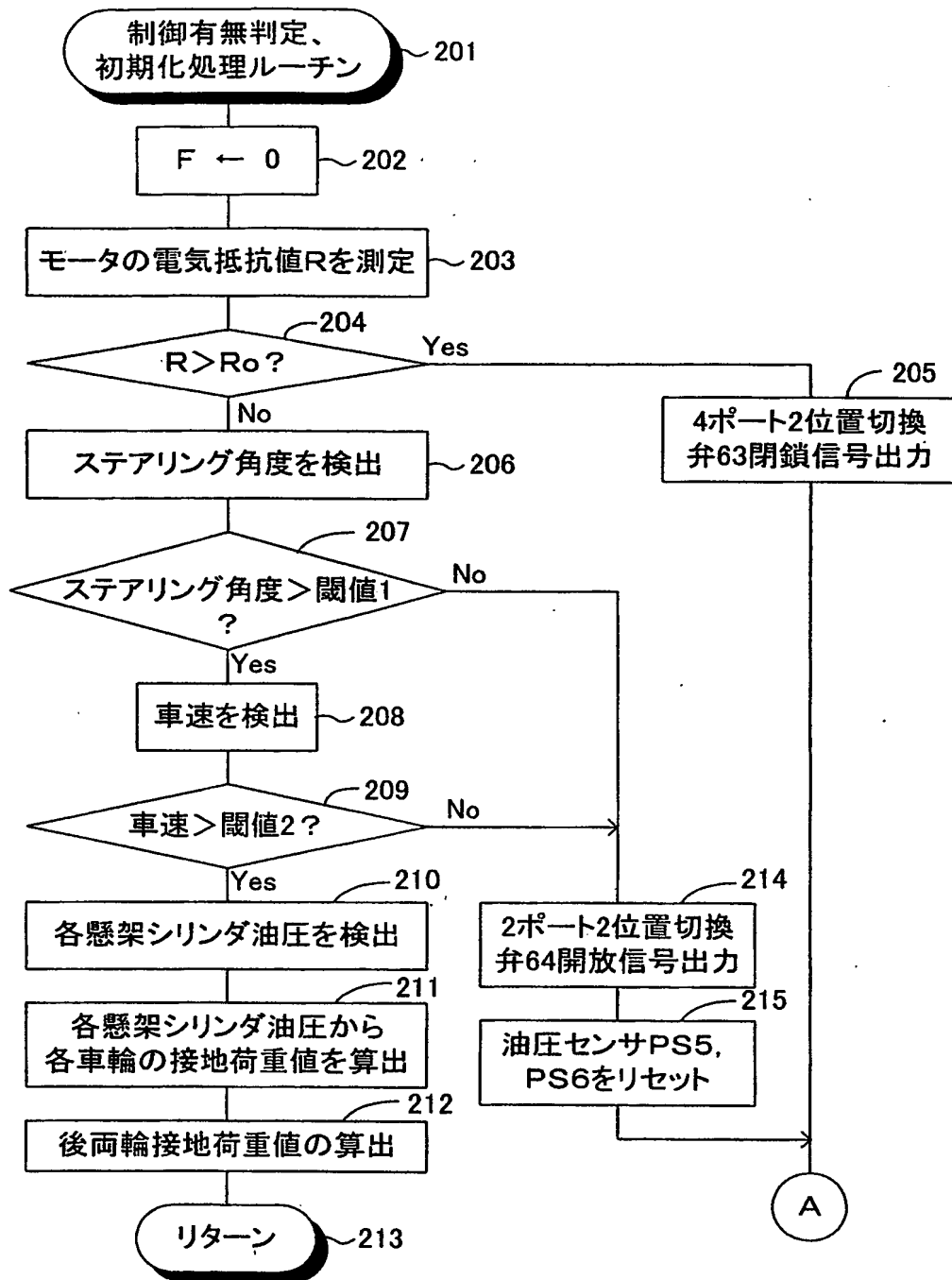
【図 2】



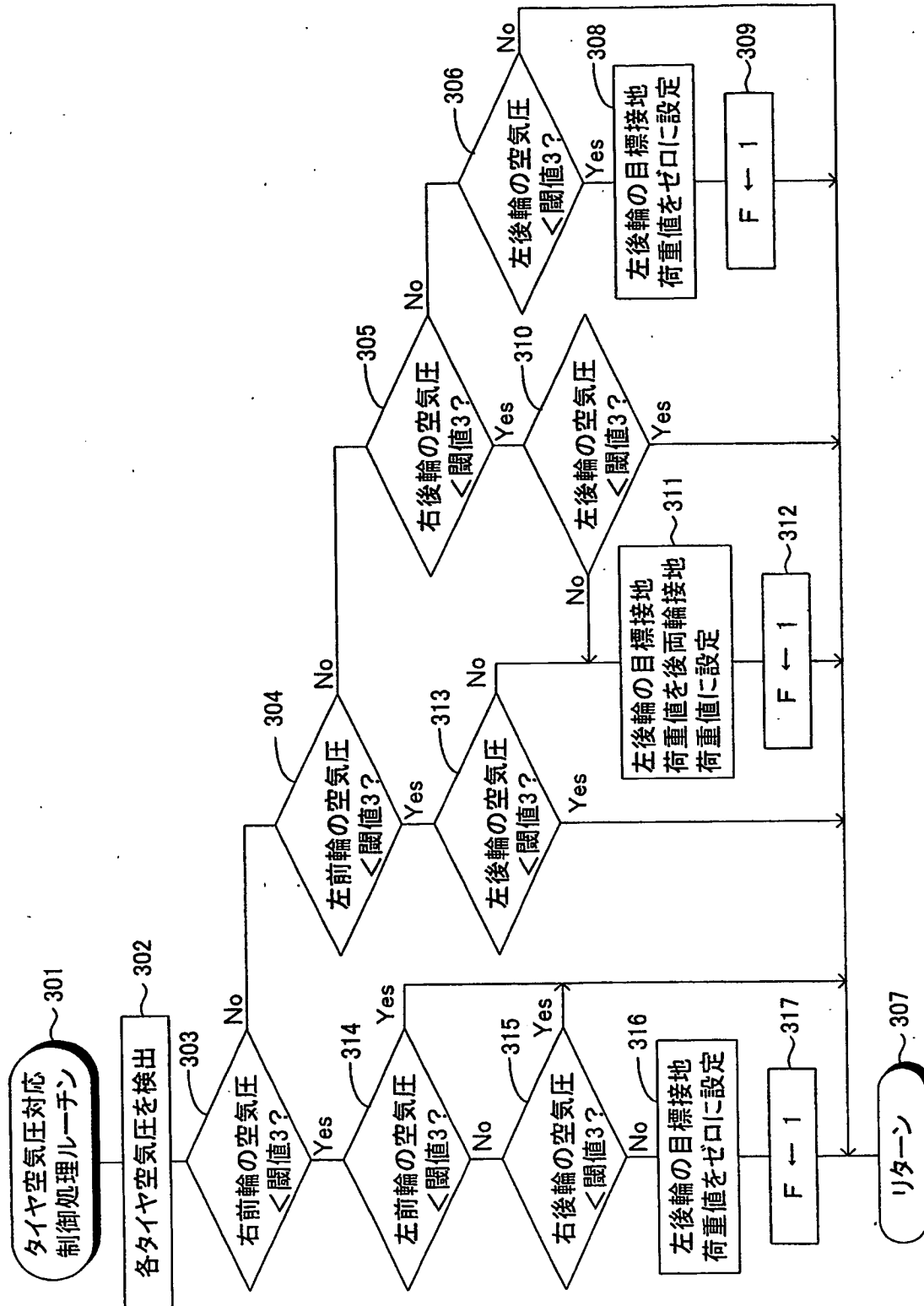
【図 3】



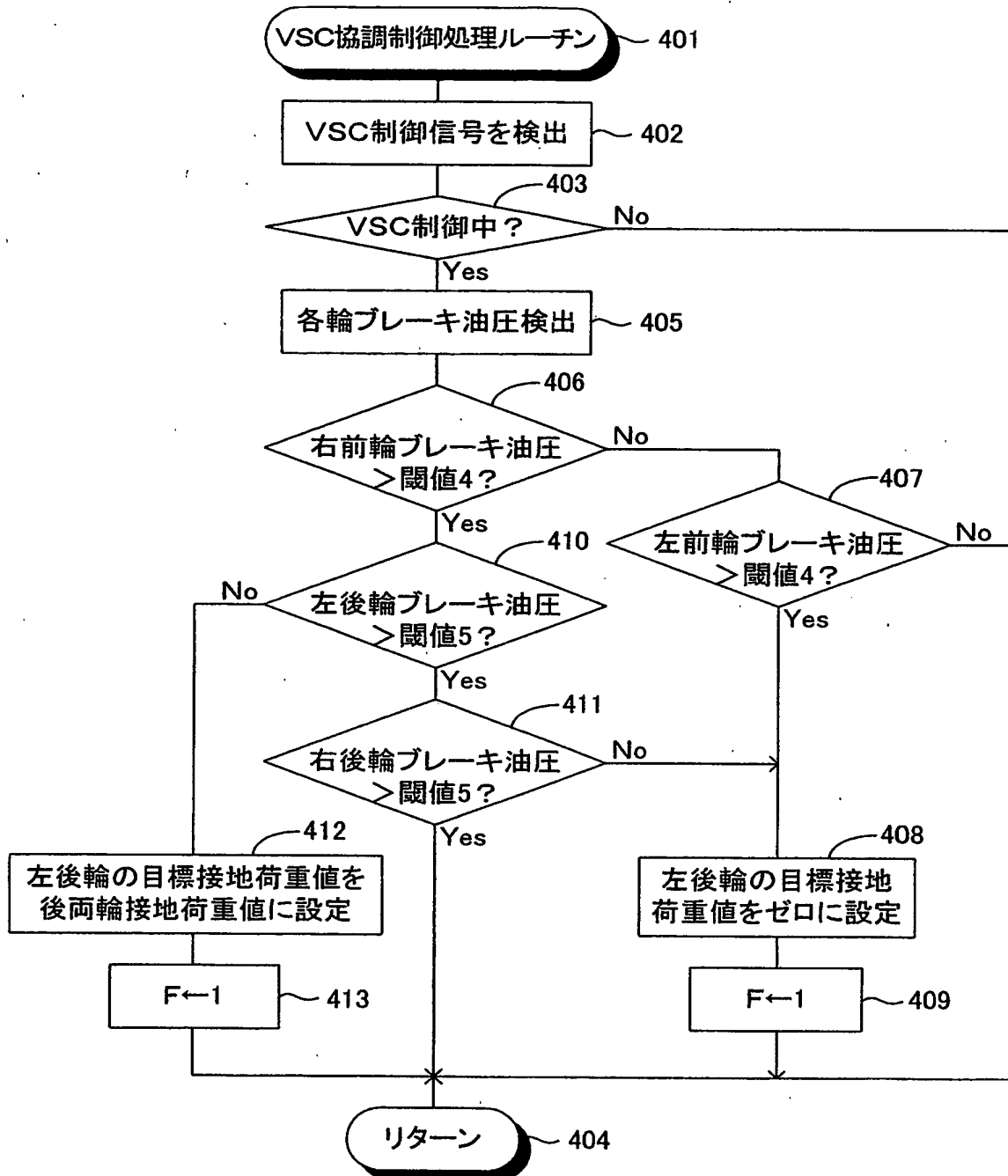
【図4】



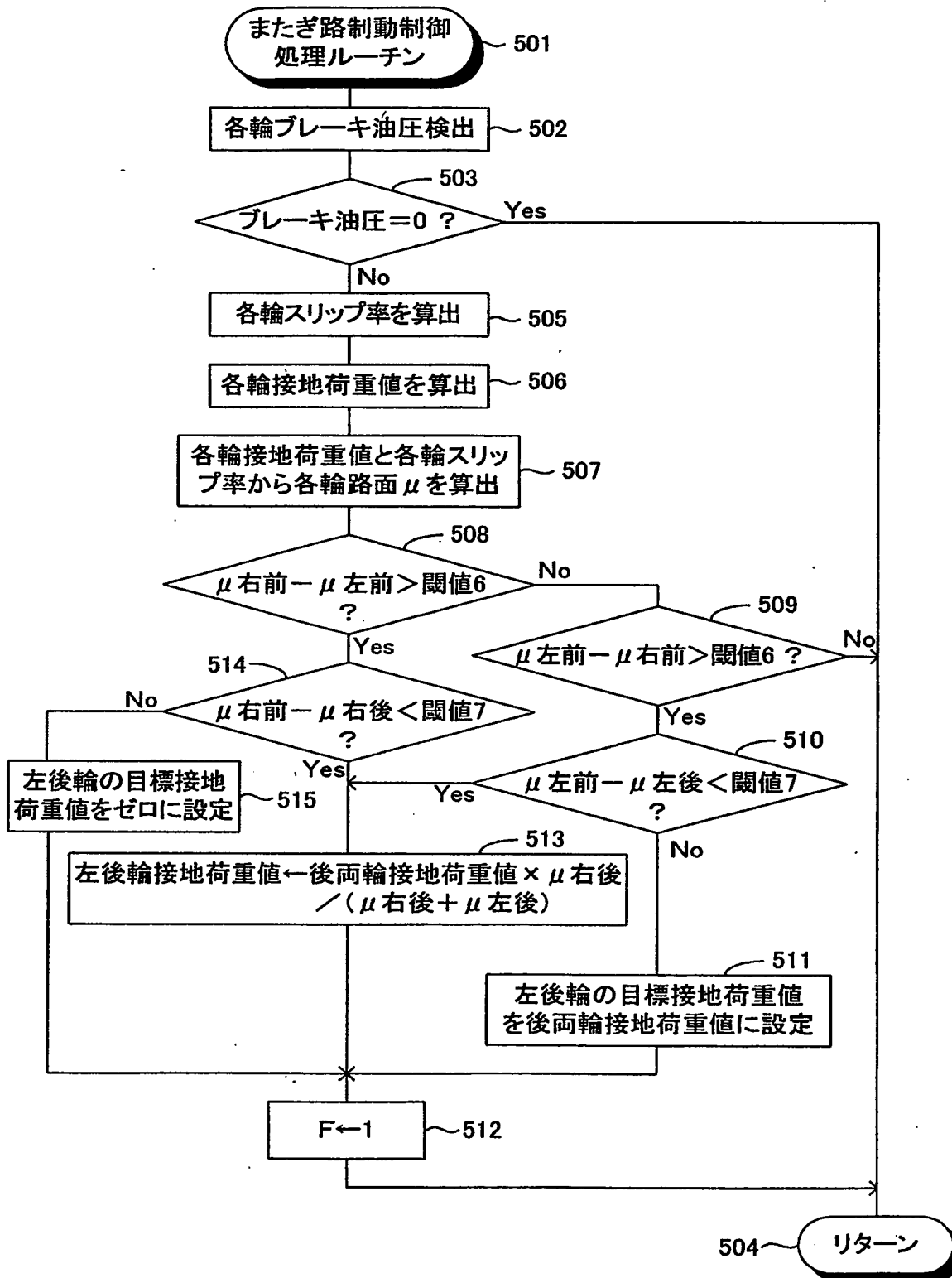
【図 5】



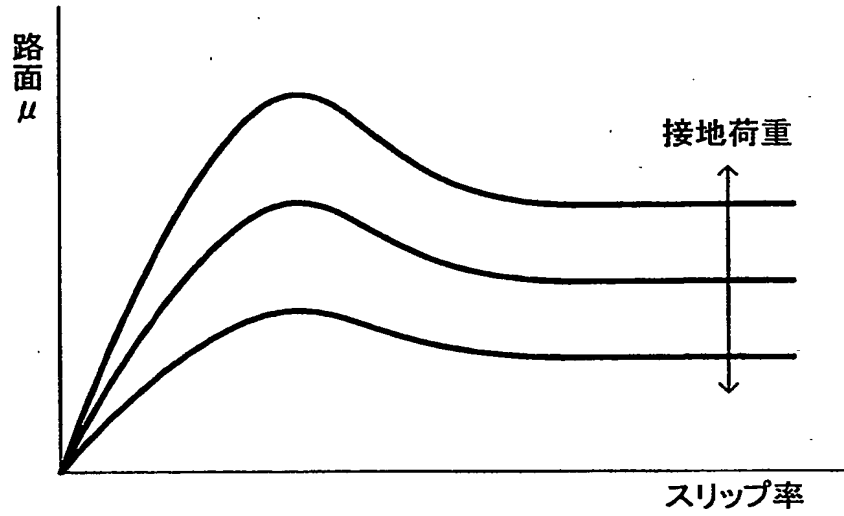
【図6】



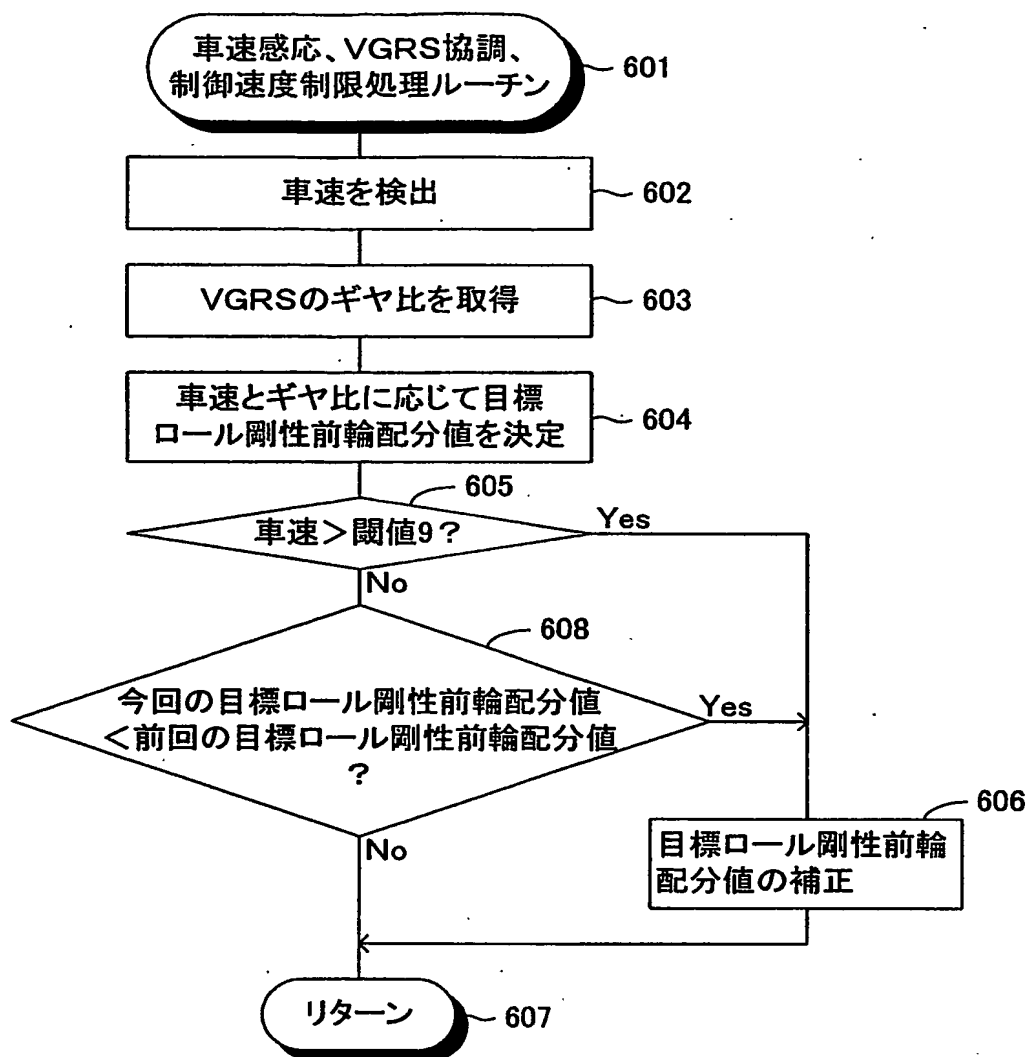
【図 7】



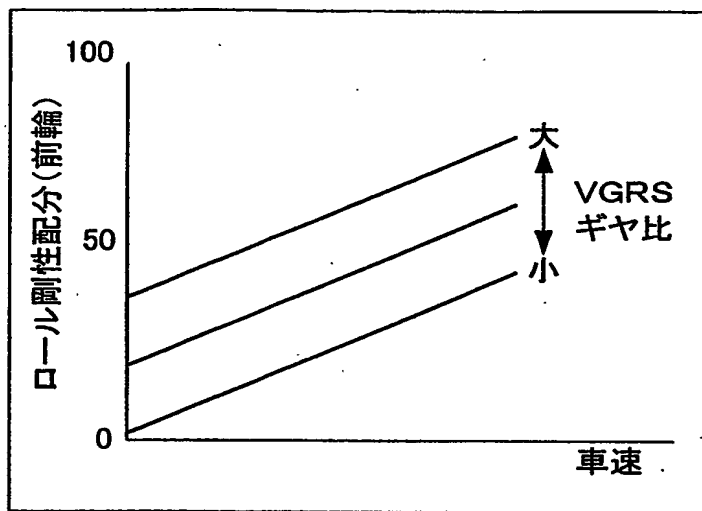
【図 8】



【図9】

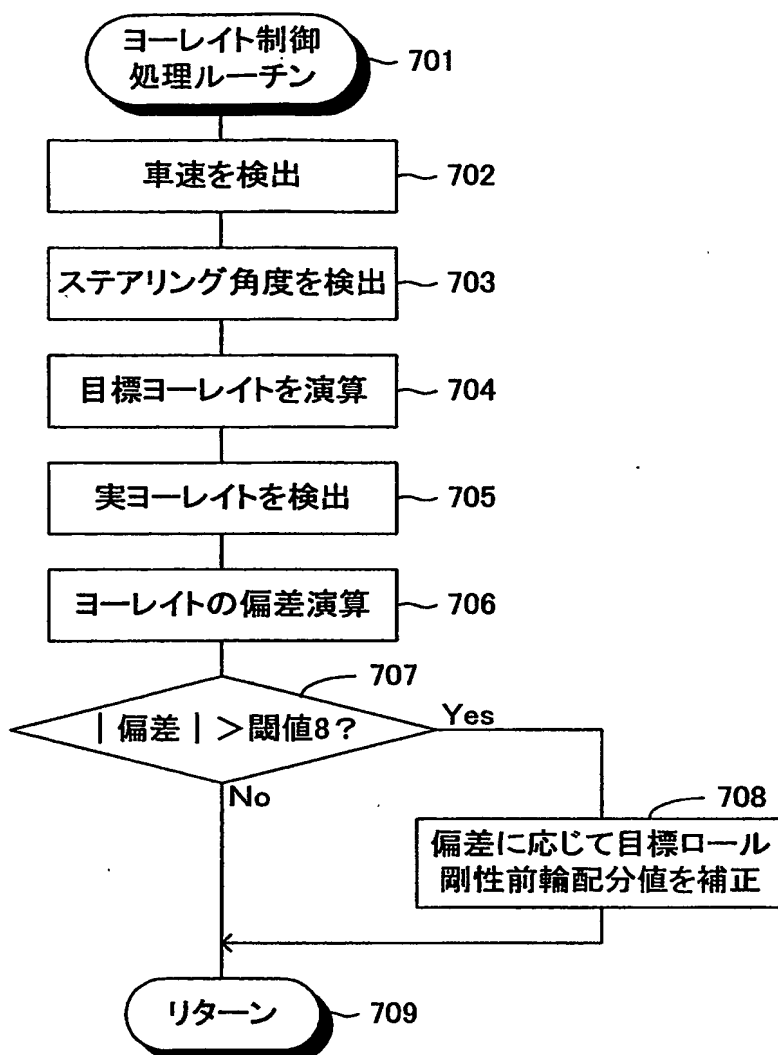


【図10】

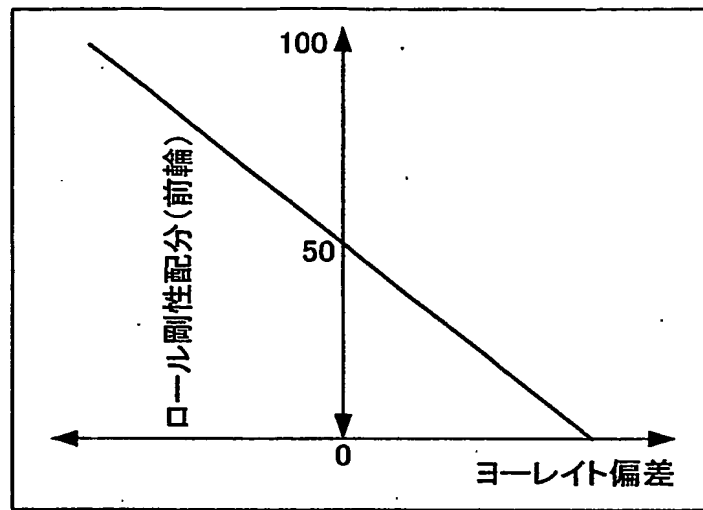


車速、ギヤ比とロール剛性配分のマップ

【図 11】

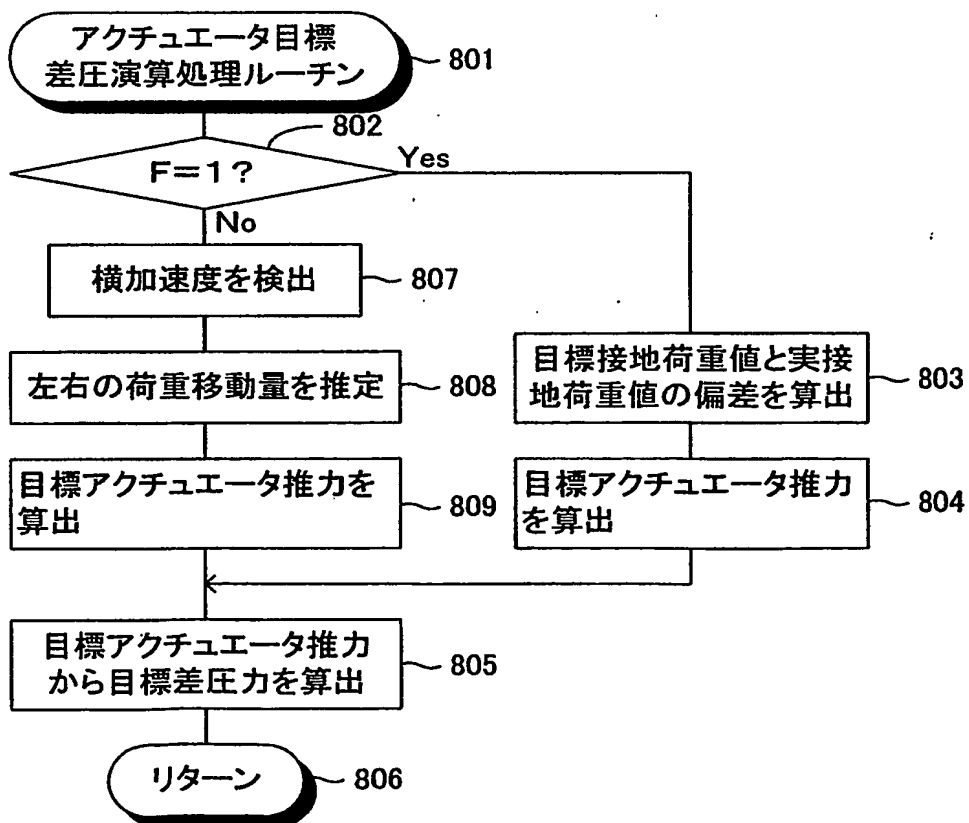


【図 12】

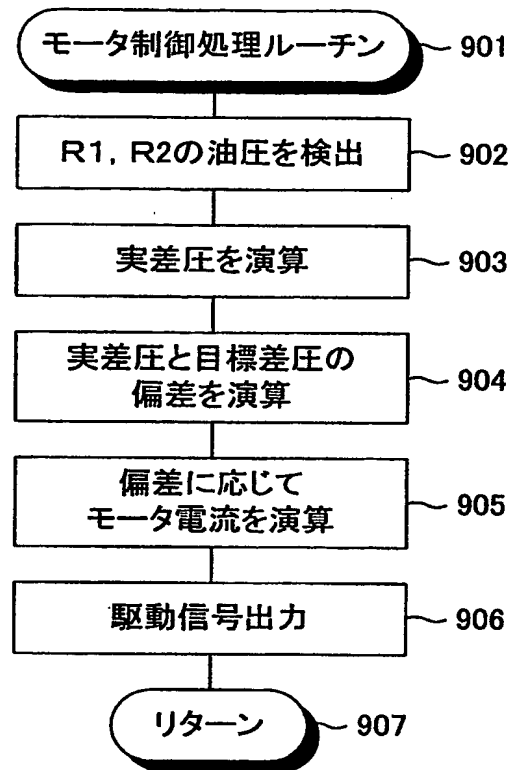


ヨーレイト偏差とロール剛性配分のマップ

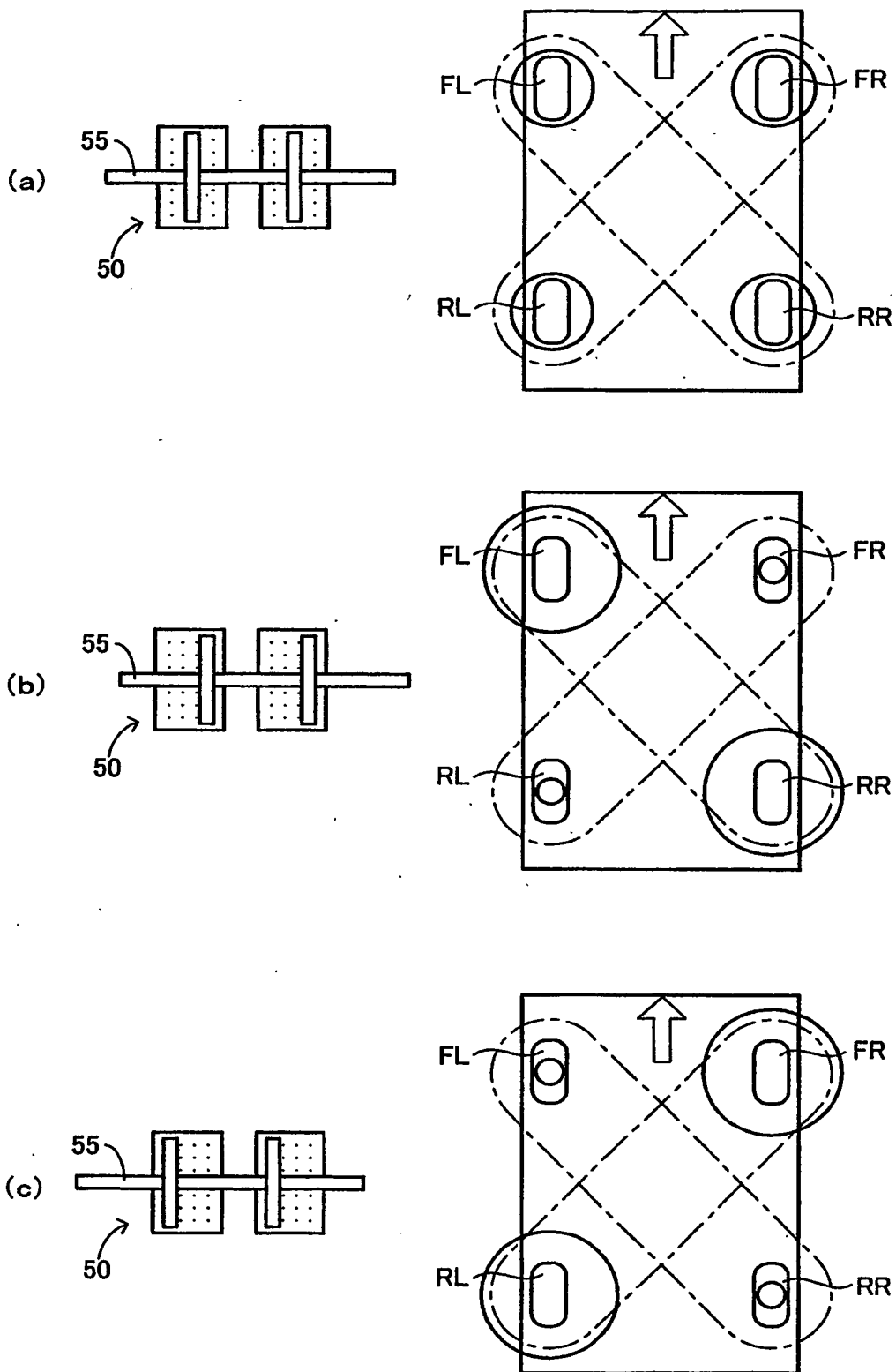
【図 13】



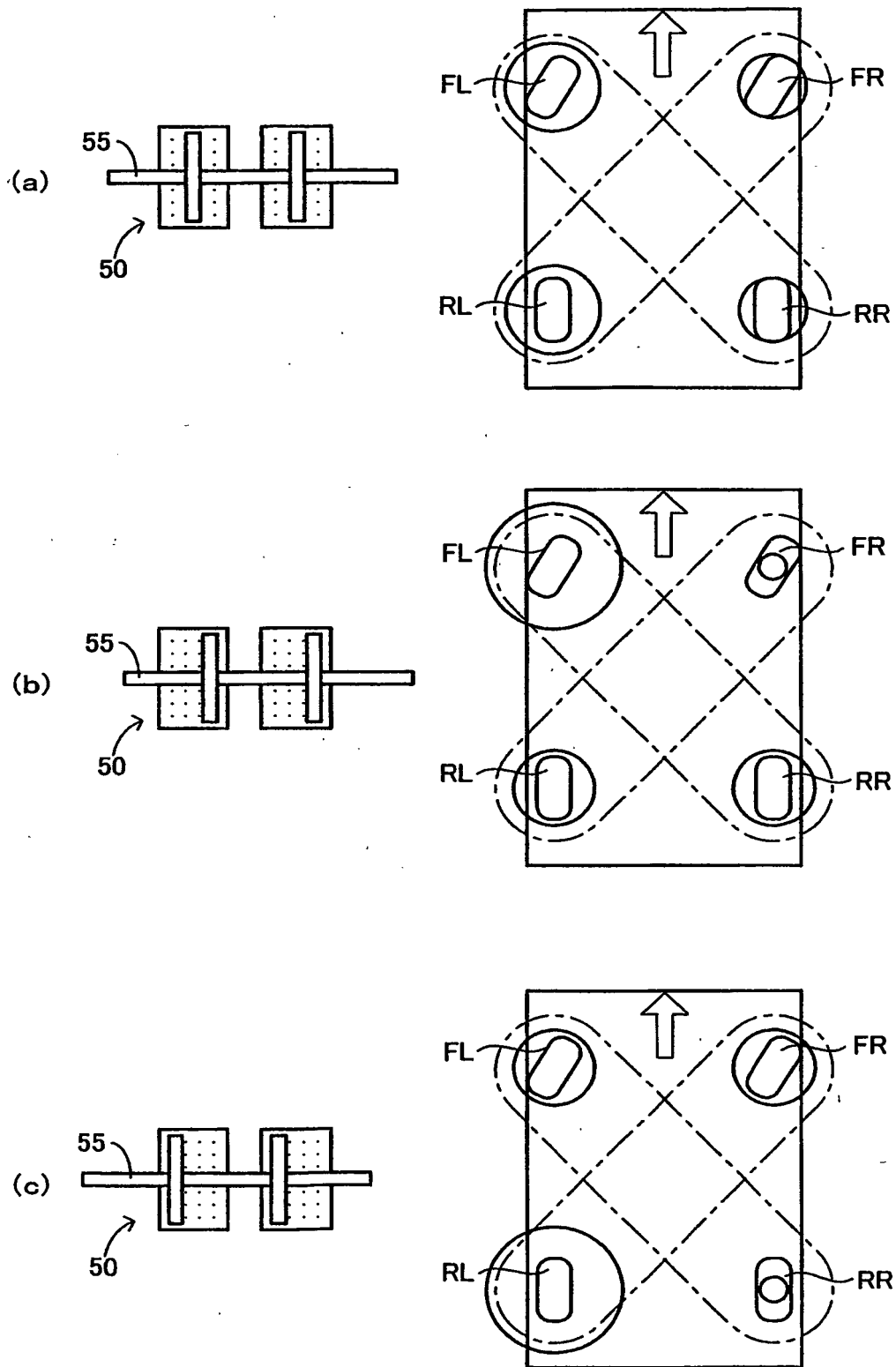
【図 14】



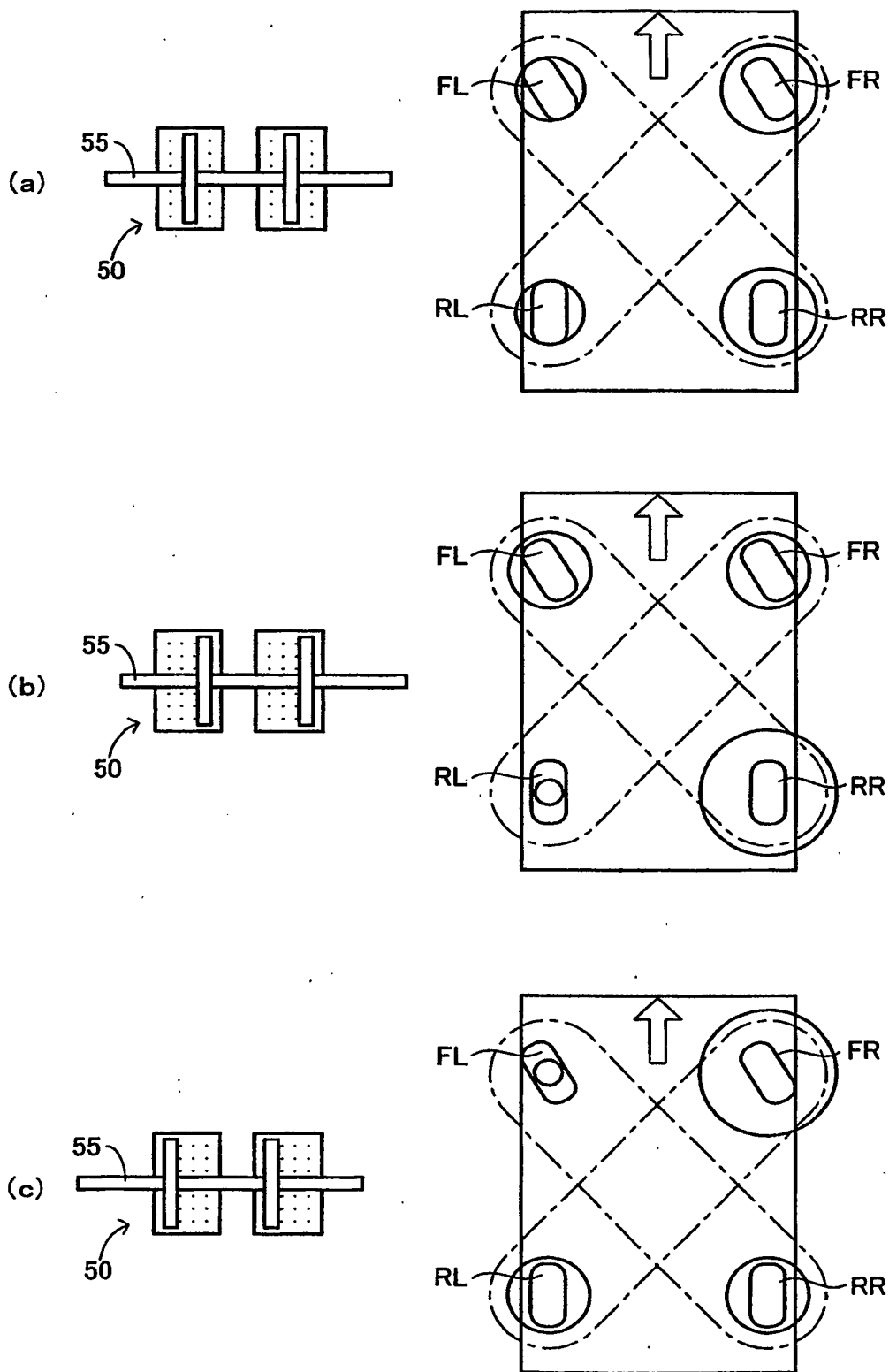
【図 15】



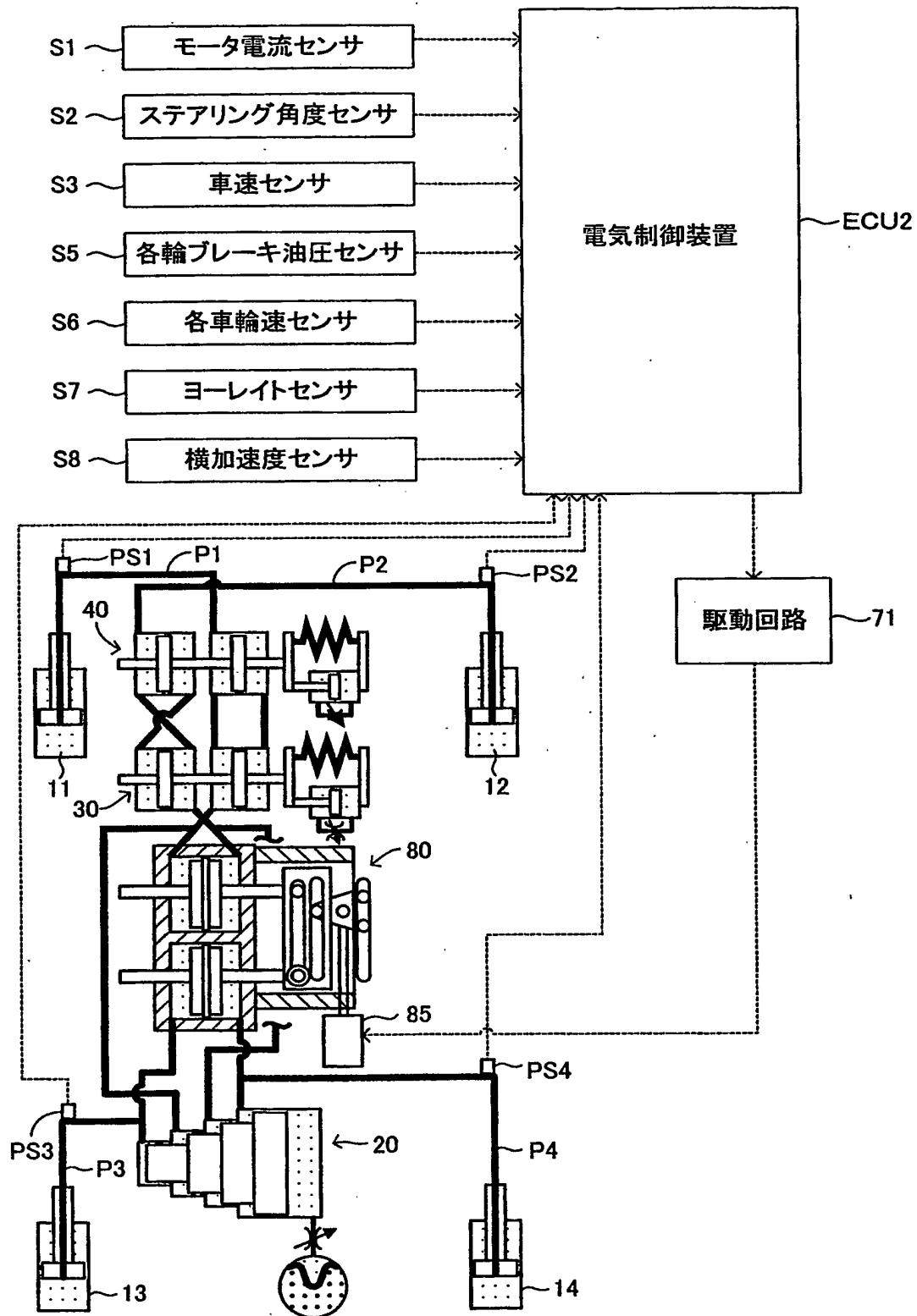
【図 16】



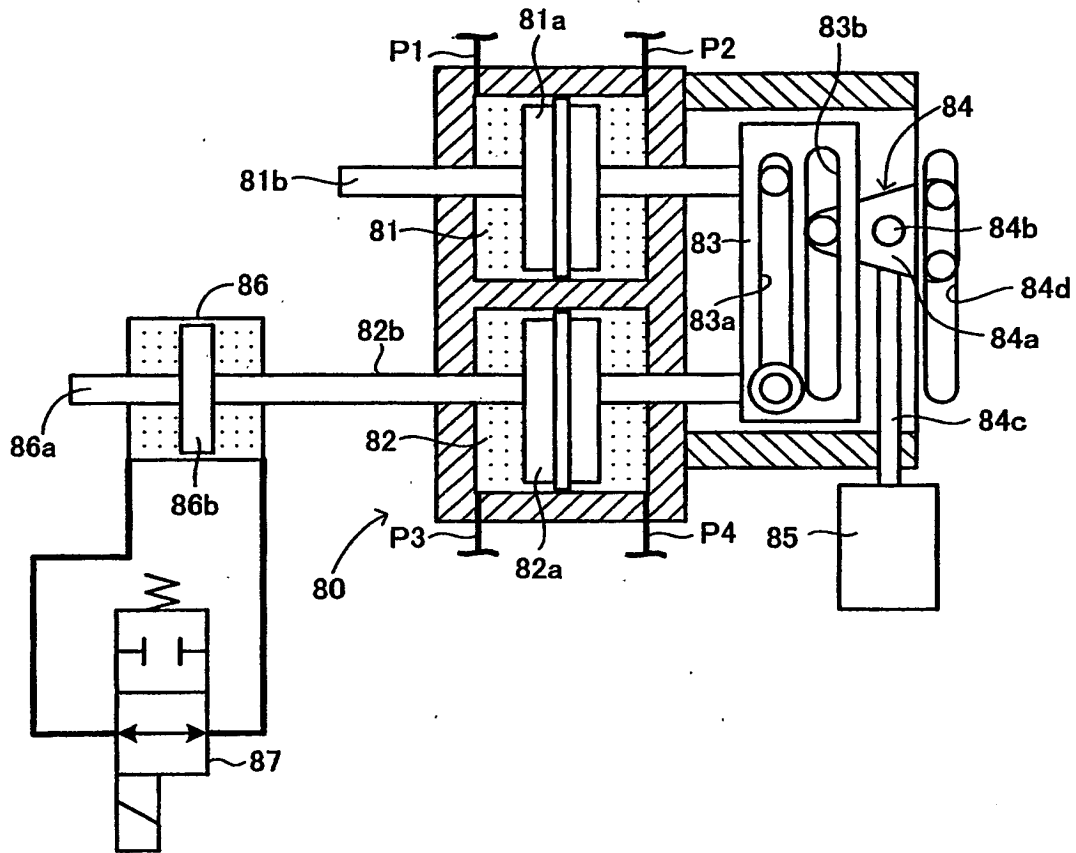
【図 17】



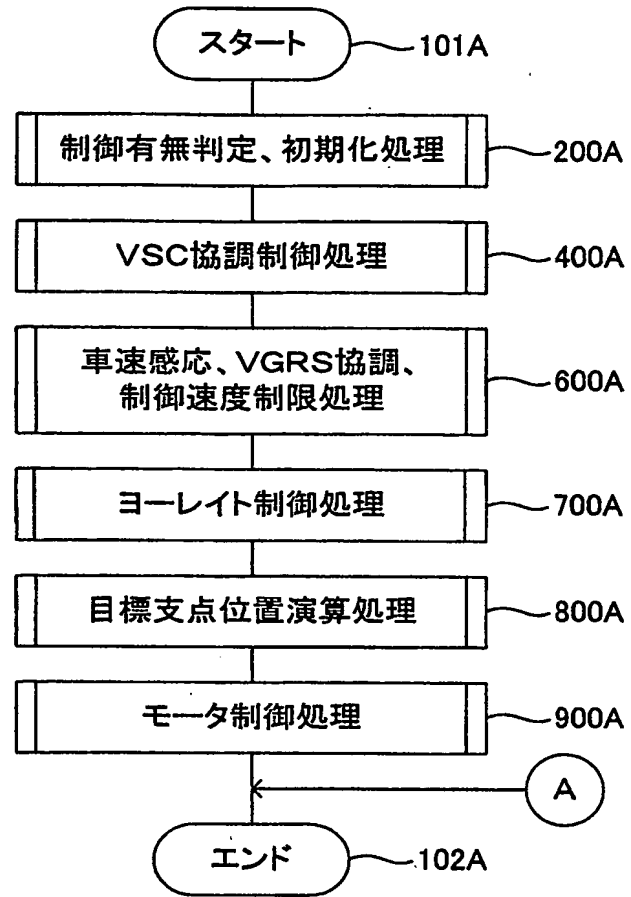
【図18】



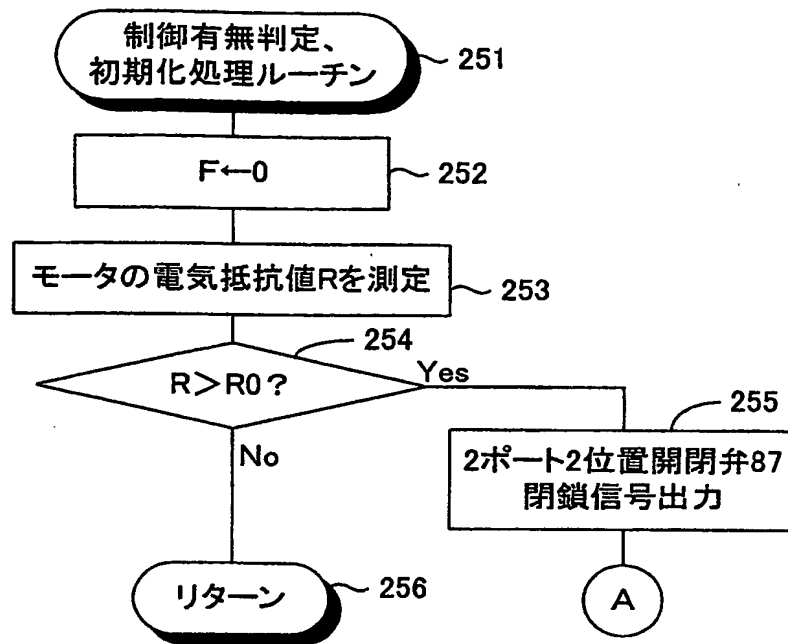
【図19】



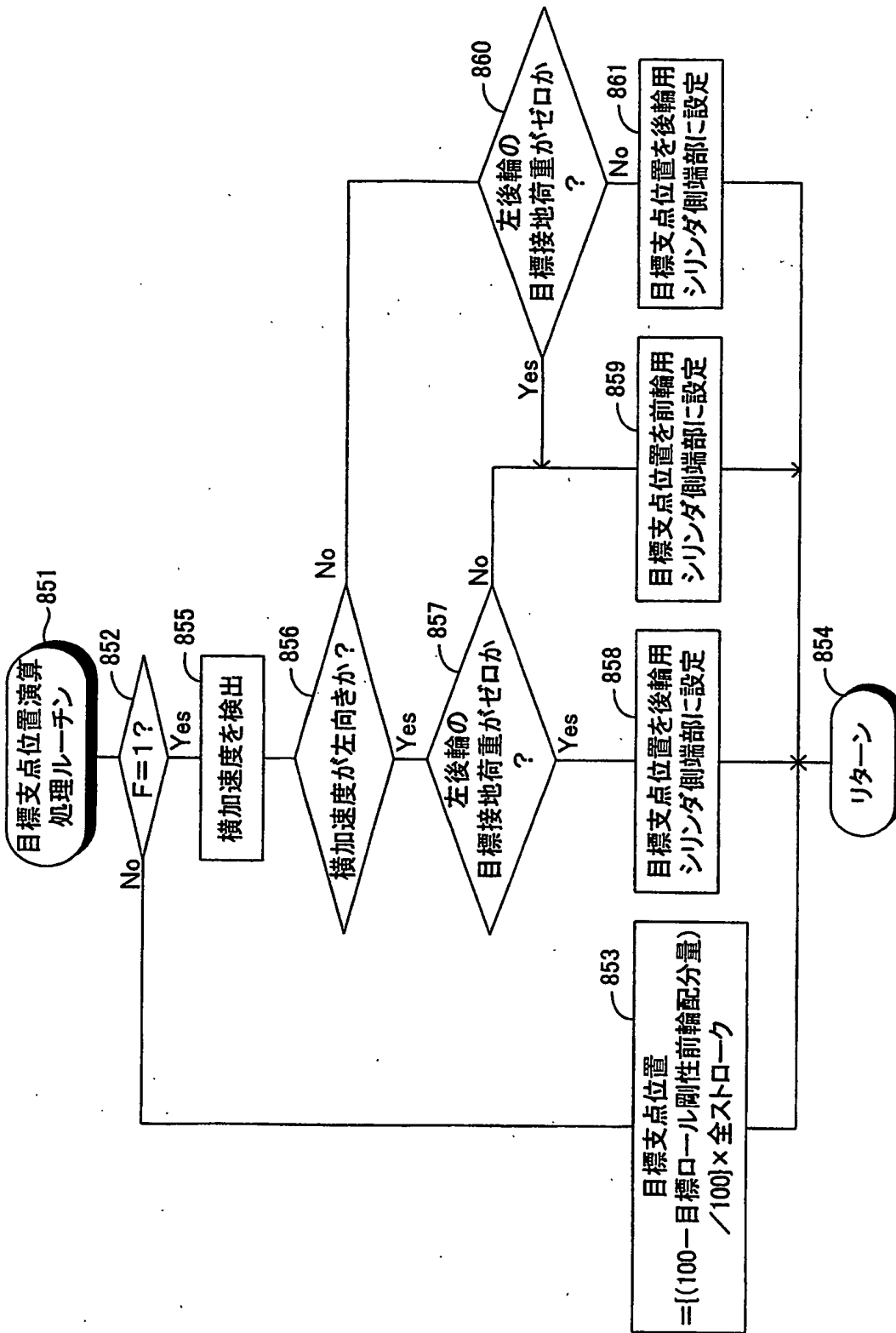
【図 20】



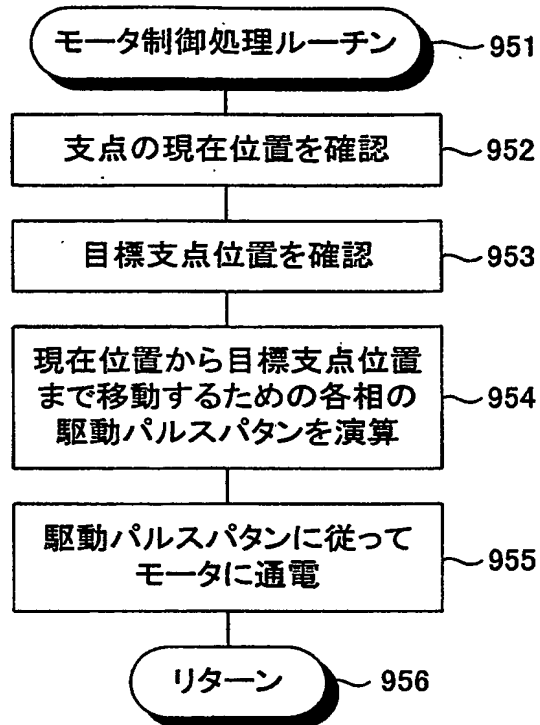
【図 2 1】



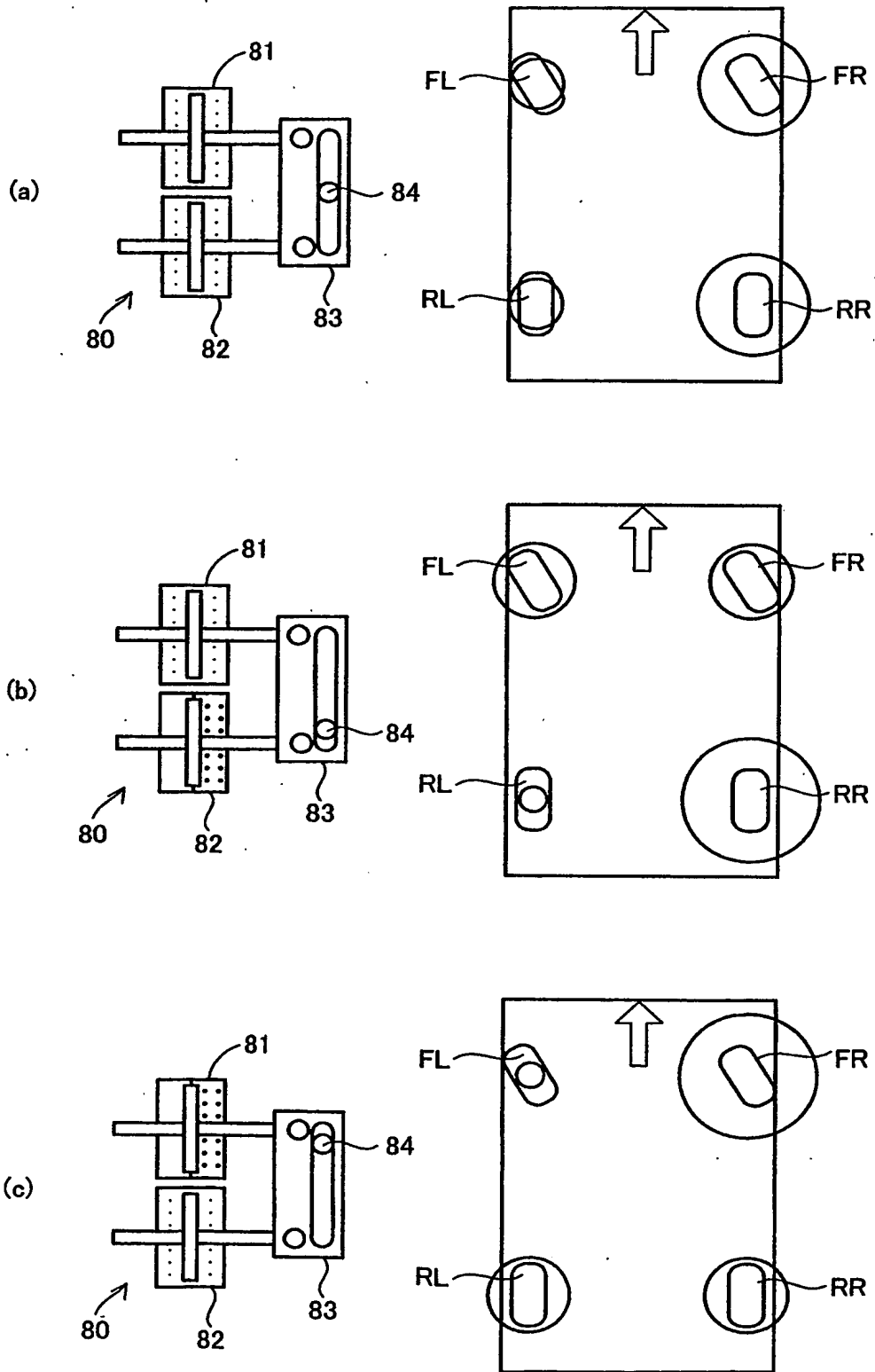
【図 22】



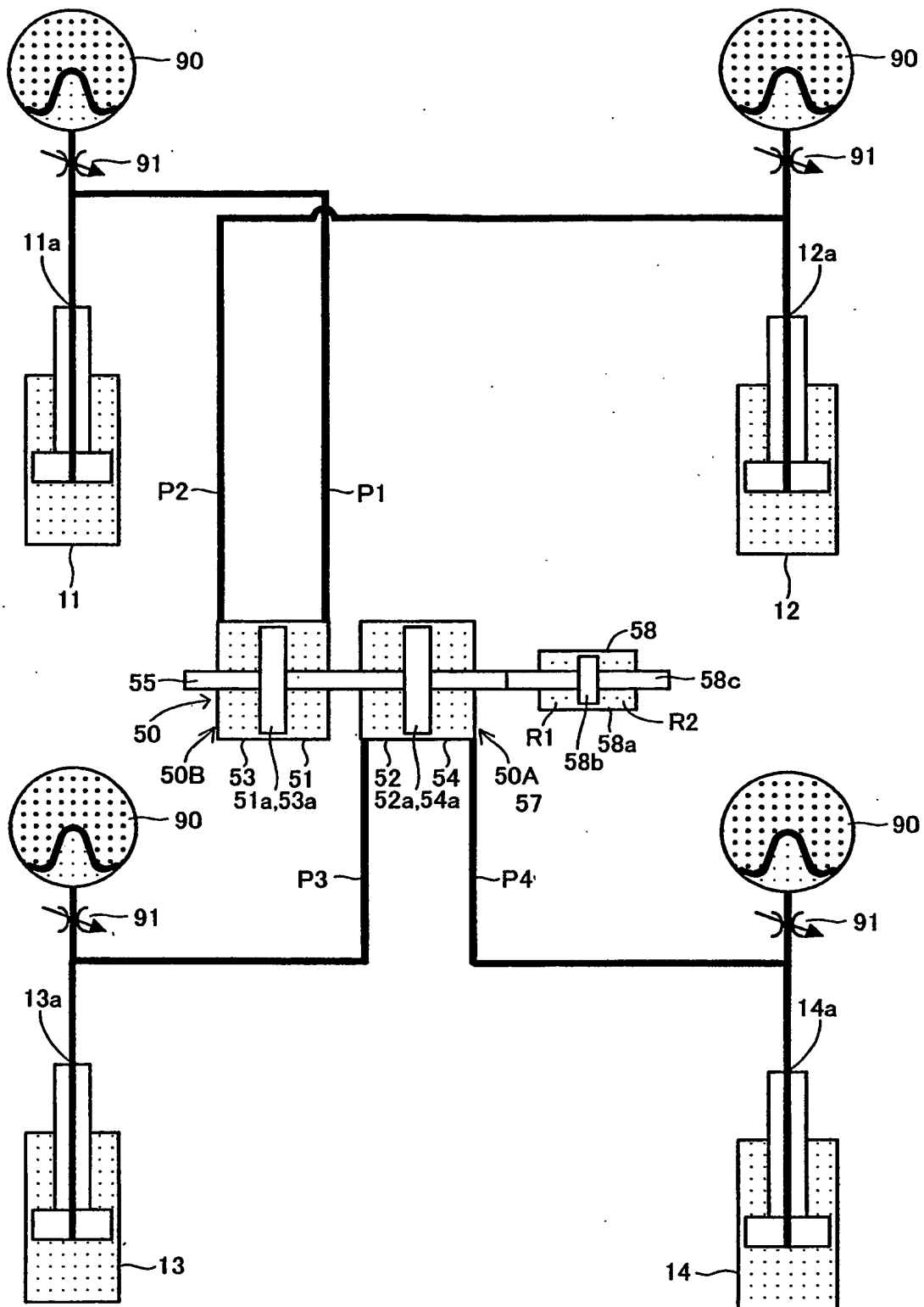
【図 2 3】



【図 24】



【図 25】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 車両の姿勢変化を抑えながらステアリング特性をオーバーステア傾向またはアンダーステア傾向とすること。

【解決手段】 前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段（11, 12, 13, 14）と、これら各荷重分担手段が分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段と、車両状態を検知する車両状態検知手段（各センサ）と、この車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動を制御する制御手段（電気制御装置 ECU）を備えてなる車両用接地荷重制御装置において、前記荷重変更手段として、何れか一方の組の対角輪の各接地荷重と他方の組の対角輪の各接地荷重とを互いに反対の増減方向で変更し、かつ、各対角輪内での各接地荷重を同じ増減方向で変更する作動が可能な荷重変更手段（50, 60）を採用した。

【選択図】 図1

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2002-230299
受付番号	50201174795
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0092
作成日	平成14年 8月 8日

<認定情報・付加情報>

【提出日】	平成14年 8月 7日
【特許出願人】	
【識別番号】	000003207
【住所又は居所】	愛知県豊田市トヨタ町1番地
【氏名又は名称】	トヨタ自動車株式会社
【代理人】	申請人
【識別番号】	100088971
【住所又は居所】	愛知県名古屋市中村区太閤3丁目1番18号 名 古屋KSビル プロスペック特許事務所
【氏名又は名称】	大庭 咲夫
【選任した代理人】	
【識別番号】	100115185
【住所又は居所】	愛知県名古屋市中村区太閤3丁目1番18号 名 古屋KSビル プロスペック特許事務所
【氏名又は名称】	加藤 慎治

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003207]

1. 変更年月日	1990年 8月27日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県豊田市トヨタ町1番地
氏 名	トヨタ自動車株式会社